



## **TUGAS AKHIR – TM 141586**

### **STUDI KELAYAKAN TEKNIK PENERAPAN SIKLUS *COGENERATION REGENERATIVE* di pg. GEMPOLKREP**

GIGIEH RAMADHAN BUDYANTO

NRP. 2113 105 028

Dosen Pembimbing:

Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA 2016



**FINAL PROJECT – TM 141586**

**STUDY OF TECHNICAL FEASIBILITY IN  
IMPLEMENTATION OF COGENERATION  
REGENERATIVE IN GEMPOLKREP SUGAR FACTORY**

GIGIEH RAMADHAN BUDYANTO  
NRP. 2113 105 028

Advisor Lecturer:  
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA 2016

**STUDI KELAYAKAN TEKNIK PENERAPAN  
SIKLUS COGENERATION REGENERATIVE di PG  
GEMPOLKREP**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Gigieh Ramadhan Budyanto**

Nrp. 2113 105 028

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.  
NIP. 196505051990031005

2. Ary Bachtiar K.P., ST, MT, Ph.D  
NIP. 197105241997021001

3. Dr.Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc  
NIP. 196604021989031002

4. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widato, ME  
NIP. 195312191981031001

 (Pembimbing)

 (Penguji I)

 (Penguji II)

 (Penguji III)

**SURABAYA**  
Jannari, 2016

## **STUDI KELAYAKAN TEKNIK PENERAPAN SIKLUS COGENERATION REGENERATIVE di PG. GEMPOLKREP**

**Nama Mahasiswa** : Gigieh Ramadhan Budyanto  
**NRP** : 2113 105 028  
**Jurusan** : S1 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.  
**ABSTRAK**

*Pabrik Gula (PG) Gempolkrep adalah salah satu Pabrik Gula di lingkungan PT PERKEBUNAN X (PERSERO) yang menghasilkan Gula Kristal Putih (GKP). Pabrik gula ini didirikan pada tahun 1849. Saat ini kapasitas giling PG Gempolkrep telah mencapai 6000 Ton Tebu per hari dan menghasilkan kurang lebih 480 Ton gula setiap hari. Hal ini mengakibatkan meningkatnya kebutuhan listrik dalam proses produksi. Untuk memenuhi kebutuhan listrik PG Gempolkrep disuplai oleh pembangkit daya di dalam pabrik dengan kapasitas maksimum 9 MW.*

*Dengan adanya rencana untuk melakukan ekspor listrik, maka untuk saat ini perlu diketahui kondisi eksisting Cogeneration Plant di Pabrik Gula Gempolkrep. Parameter kerja yang dihitung adalah ketersediaan bagasse, efisiensi cogeneration, efisiensi siklus, efisiensi boiler, dan heat rate.*

*Dari penelitian ini akan didapatkan hasil perhitungan kondisi eksisting Cogeneration, yaitu ketersediaan bagasse yang hanya tersisa 27304,74 Ton dalam 5 bulan, efisiensi cogeneration sebesar 77,6 %, efisiensi siklus sebesar 5,78 %, heat rate sebesar 88179,93 kJ/kWh dan efisiensi boiler sebesar 70 %. Kemudian pada siklus Cogeneration Regeneratif variasi 40 bar didapatkan hasil daya turbin utama sebesar 8205,92 kW, efisiensi cogeneration sebesar 80,68 %, efisiensi siklus sebesar 12,83 %, heat rate sebesar 31184,17 kJ/kWh, serta lama operasi 8,59 bulan. Pada variasi 50 bar didapatkan hasil daya turbin utama sebesar 11849,96 kW, efisiensi cogeneration sebesar 8151 %,*



*efisiensi siklus sebesar 15,47 %, heat rate sebesar 25860,97 kJ/kWh, serta lama operasi 8,33 bulan. Pada variasi 60 bar didapatkan hasil daya turbin utama sebesar 13045,97 kW, efisiensi cogeneration sebesar 81,65 %, efisiensi siklus sebesar 16,48 %, heat rate sebesar 24272,78 kJ/kWh, efisiensi boiler, serta lama operasi 8,27 bulan. Pada variasi 70 bar didapatkan hasil daya turbin utama sebesar 14762,99 kW, efisiensi cogeneration sebesar 81,96 %, efisiensi siklus sebesar 17,75 %, heat rate sebesar 22534,96 kJ/kWh, serta lama operasi 8,16 bulan. Pada variasi 80 bar didapatkan hasil daya turbin utama sebesar 16331,53 kW, efisiensi cogeneration sebesar 82 %, efisiensi siklus sebesar 18,95 %, heat rate sebesar 21108,26 kJ/kWh, serta lama operasi 7,99 bulan.*

**Kata Kunci: Pabrik Gula, Cogeneration, Kondisi Eksisting, Ketersediaan Bagasse, Efisiensi Cogeneration, Efisiensi Siklus, Efisiensi Boiler, Heat Rate, Ekspor Listrik**

# STUDY OF TECHNICAL FEASIBILITY IN IMPLEMENTATION OF COGENERATION REGENERATIVE IN GEMPOLKREP SUGAR FACTORY

**Nama** : Gigieh Ramadhan Budyanto  
**NRP** : 2113 105 028  
**Departement** : S1 Teknik Mesin FTI-ITS  
**Advisor Lecturer** : Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.  
**ABSTRAK**

*Sugar factory of Gempolkrep was one of sugar factory in PT PERKEBUNAN X that producing white crystal sugar. This factory was built in 1849. Currently, the milling capacity was 600 ton cane per day and produced about 480 ton sugar per day. It caused increasing the needed of electricity for production. As for that, there are power generation sistem inside the factory with maximum power 9 MW.*

*There was a plan that in the future, sugar factory will export the electricity outside. So as for that, for now it necessary to know the existing condition of the factory. The works parameters that will calculate were availability of bagasse, cogeneration efficiency, cycle efficiency, boiler efficiency, and heat rate.*

*The outcome from this research were the calculate for availability bagasse was only remain 27304,74 ton in 5 months. Cogeneration efficiency was 77,6 %. Cycle efficiency was 5,78 %, heat rate was 88179,93 kJ/kWh and Boiler efficiency was 70 %. And for Cogeneration Regenerative cycle for variation 40 bar can be obtained power of main turbine was 8205,92 kW, cogeneration efficiency was 80,68 %, cycle efficiency was 12,83 %, heat rate was 31184,17 kJ/kWh, and operational duration was 8,59 months. For variation 50 bar can be obtained power of main turbine was 11849,96 kW, cogeneration efficiency was 81,51 %, cycle efficiency was 15,47 %, heat rate was 25860,97 kJ/kWh, and operational duration was 8,33 months. For variation 50 bar*

*can be obtained power of main turbine was 13045,97 kW, cogeneration efficiency was 81,65 %, cycle efficiency was 16,48 %, heat rate was 24272,78 kJ/kWh, and operational duration was 8,27 months. For variation 70 bar can be obtained power of main turbine was 14762,99 kW, cogeneration efficiency was 81,96 %, cycle efficiency was 17,75 %, heat rate was 22534,96 kJ/kWh, and operational duration was 8,16 months. For variation 80 bar can be obtained power of main turbine was 16331,53 kW, cogeneration efficiency was 82 %, cycle efficiency was 18,95 %, heat rate was 21108,26 kJ/kWh, and operational duration was 7,99 months.*

**Key Words:** Sugar Factory, Cogeneration, Existing Condition, Availability of Bagasse, Cogeneration Efficiency, Cycle Efficiency, Boiler Efficiency, Heat Rate, Exporting Electricity.

## KATA PENGANTAR



Syukur Alhamdulillah penulis panjatkan kehadiran ALLAH SWT atas segala rahmat, hidayah, rizki, inayah-Nya serta kasih sayang-Nya dan ijin-Nya yang diberikan kepada Penulis sehingga penyusunan Tugas Akhir ini dapat terselesaikan. Pada kesempatan ini Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah membantu penyelesaian tugas akhir ini antara lain :

1. Ibu dan Ayah yang tak henti-hentinya mensupport dan mendoakan Penulis.
2. Bapak Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. selaku dosen pembimbing penulis yang telah banyak meluangkan waktu, tenaga, pikiran serta nasihat dalam penyusunan Tugas Akhir
3. Bapak Ir. Bambang Pramujati, MSc, Eng, PhD selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dan Bapak Arif Wahjudi selaku koordinator Tugas Akhir di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membantu selama proses perkuliahan.
4. Bapak Ary Bachtiar K.P., ST, MT, Ph.D., Bapak Dr.Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc, dan Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME selaku dosen penguji Sidang Tugas Akhir saya terimakasih atas ilmu dan saran yang diberikan untuk Tugas Akhir saya.
5. Seluruh dosen S1 Teknik Mesin FTI-ITS yang tidak dapat Penulis sebutkan satu per satu..
6. Seluruh pihak yang belum disebutkan satu per satu terimakasih atas bantuan, doa, dukungan, serta motivasi kepada Penulis sehingga Penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan tepat waktu.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan



dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat.

Surabaya, Januari 2016

Penulis



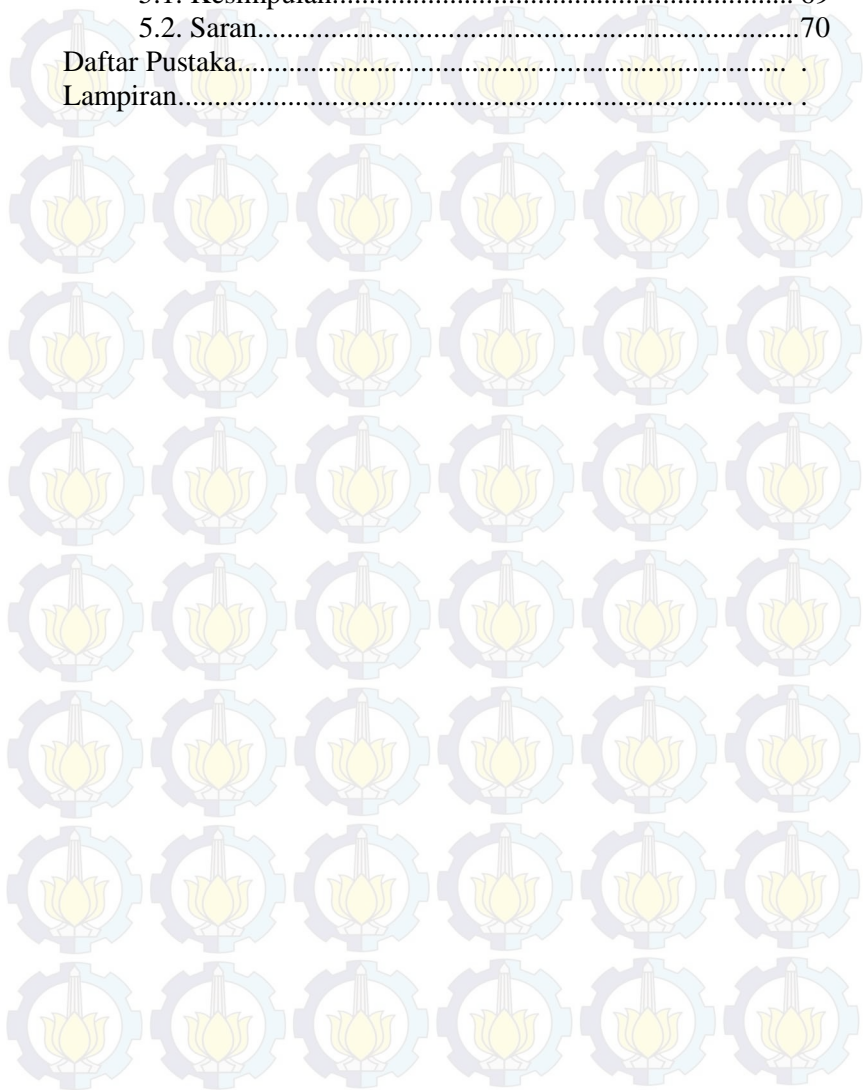
## Daftar Isi

Halaman Judul.....	i
Abstrak.....	ii
Kata Pengantar.....	vi
Daftar Isi.....	viii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii
<b>BAB 1 PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	2
1.3. Tujuan Penelitian.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Manfaat Penelitian.....	2
<b>BAB 2 DASAR TEORI.....</b>	<b>3</b>
2.1. Alir Proses Industri.....	3
2.1.1. Stasiun Boiler.....	4
2.1.2. Stasiun Gilingan (Milling).....	4
2.1.3. Stasiun Power House.....	5
2.2. Siklus Renkine.....	5
2.2.1. Persamaan Energi dengan Hukum Termodinamika.....	7
2.2.2. Evaluasi Kerja Utama dan Perpindahan Kalor.....	7
2.2.2.1. Turbin.....	7
2.2.2.2. Kondenser.....	8
2.2.2.3. Pompa.....	8
2.2.2.4. Boiler.....	9
2.2.2.5. Parameter Kerja.....	9
2.3. Siklus Renkine <i>Regenerative</i> .....	10
2.3.1. Siklus <i>Closed Feedwater Heater</i> .....	11
2.3.2. Siklus <i>Open Feedwater Heater</i> .....	13
2.4. Cogeneration.....	14
2.5. Analisa ASME PTC 4.1.....	15
2.5.1. Metode <i>Direct</i> .....	15



2.6. Ampas Tebu (Bagasse).....	16
2.7. Penelitian Terdahulu.....	17
<b>BAB 3 METODOLOGI.....</b>	<b>23</b>
3.1. Metode Penelitian.....	23
3.2. Skema <i>Cogeneration</i> PG Gempolkrep.....	24
3.3. Data Operasional.....	25
3.4. Langkah-Langkah Perhitungan.....	31
3.4.1. Menghitung Ketersediaan <i>Bagasse</i> .....	32
3.4.2. Menghitung Efisiensi Boiler.....	32
3.4.3. Menghitung Efisiensi <i>Cogeneration</i> .....	32
3.4.4. Menghitung Efisiensi Siklus.....	32
3.4.5. Menghitung <i>Heat Rate</i> .....	33
<b>BAB 4 HASIL DAN ANALISA.....</b>	<b>35</b>
4.1. Siklus Eksisting <i>Cogeneration</i> .....	35
4.1.1. Ketersediaan <i>Bagasse</i> .....	37
4.1.2. Efisiensi Boiler.....	37
4.1.3. Efisiensi <i>Cogeneration</i> , Efisiensi Siklus, <i>Heat Rate</i> .....	38
4.1.4. Pembahasan.....	40
4.2. Rekomendasi.....	41
4.2.1. Siklus <i>Cogeneration Regenerative</i> .....	41
4.2.1.1. Perhitungan.....	45
4.2.1.1.1. Kondensat Tank.....	46
4.2.1.1.2. Pompa Kondensat.....	47
4.2.1.1.3. FWH 4.....	48
4.2.1.1.4. FWH 3.....	50
4.2.1.1.5. Deaerator.....	52
4.2.1.1.6. Boiler Feed Pump.....	54
4.2.1.1.7. FWH 2.....	55
4.2.1.1.8. FWH 1.....	57
4.2.2. Pengering <i>Bagasse</i> .....	60
4.2.3. Pembahasan.....	64
4.2.3.1. Siklus <i>Cogeneration Regenerative</i> .....	64
4.2.3.2. Pengering <i>Bagasse</i> .....	65
4.2.3.3. Efisiensi <i>Cogeneration</i> .....	67

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN.....	69
5.1. Kesimpulan.....	69
5.2. Saran.....	70
Daftar Pustaka.....	.
Lampiran.....	.



## Daftar Gambar

Gambar 2.1. Skema Proses Industri.....	3
Gambar 2.2. Skema Stasiun Boiler.....	4
Gambar 2.3. Skema Stasiun Gilingan.....	4
Gambar 2.4. Skema Stasiun Power House.....	5
Gambar 2.5. Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine.....	6
Gambar 2.6. Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine Dengan Satu Closed Feedwater Heater.....	11
Gambar 2.7. Control Volume Pada Pemanas Air Tertutup.....	12
Gambar 2.8. Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine Dengan Satu Open Feedwater Heater.....	13
Gambar 2.9. Control Volume Pada Open Feedwater Heater.....	13
Gambar 2.10. Cogeneration Plant Dengan Turbin Back Pressure.....	15
Gambar 2.11. Skema Efisiensi Boiler Metode Direct.....	16
Gambar 2.12. Back Pressure Steam Turbine System.....	17
Gambar 2.13. Hasil Perhitungan Back Pressure Steam Turbine System.....	18
Gambar 2.14. Condensing Extraction Steam Turbin System....	18
Gambar 2.15. Hasil Perhitungan Condensing Extraction Steam Turbin System.....	19
Gambar 2.16. Back Pressure Steam Turbin-Condensing (BPST- C).....	19
Gambar 2.17. Hasil Perhitungan Back Pressure Steam Turbin- Condensing (BPST-C).....	20
Gambar 2.18. Data Hasil Penelitian dari Pabrik Gula di Pakistan.....	21
Gambar 3.1. Skema Eksisting Siklus <i>Cogeneration</i> PG Gempolkrep.....	24
Gambar 3.2. T-s Diagram Cogeneration PG Gempolkrep.....	25
Gambar 4.1. Skema Eksisting Cogeneration Plant.....	36
Gambar 4.2. Siklus <i>Cogeneration Regenerative</i> PG Gempolkrep.....	43

Gambar 4.3. T-s Diagram Siklus <i>Cogeneration Regenerative</i> PG Gempolkrep.....	32
Gambar 4.4. Kondensat Tank.....	46
Gambar 4.5. Pompa Kondensat.....	47
Gambar 4.6. Closed Feedwater Heater 4.....	48
Gambar 4.7. Closed Feedwater Heater 3.....	50
Gambar 4.8. Deaerator.....	52
Gambar 4.9. Boiler Feed Pump.....	54
Gambar 4.10. Closed Feedwater Heater 2.....	55
Gambar 4.11. Closed Feedwater Heater 1.....	57
Gambar 4.12. Skema Pengering Bagasse (atas), Konfigurasi Pengering Bagasse Tipe Rotary (bawah).....	61
Gambar 4.13. Grafik Tekanan Boiler vs Daya Turbin dan Lama Operasi.....	64
Gambar 4.14. Grafik Siklus Cogeneration Regeneratif Dengan Pengering Bagasse.....	65
Gambar 4.15. Grafik Efisiensi Cogeneration.....	67



## Daftar Tabel

Tabel 3. 1. Data Operasional St. Boiler.....	25
Tabel 3. 2. Data Operasional St. Gilingan.....	26
Tabel 3. 3. Data Operasional St. Power House.....	27
Tabel 3. 4. Kebutuhan Uap Lain-Lain.....	27
Tabel 3. 5. Kebutuhan Uap Total.....	27
Tabel 3. 6. Data Operasional LPSH.....	28
Tabel 3. 7. Data Operasional Pompa Kondensat.....	28
Tabel 3. 8. Data Operasional Deaerator.....	30
Tabel 3. 9. Data Operasional Boiler Feedwater Pump.....	31
Tabel 4. 1. Ketersediaan Bagasse.....	37
Tabel 4. 2. Efisiensi Boiler.....	38
Tabel 4. 3. Efisiensi dan Heat Rate.....	39
Tabel 4. 4. Data Siklus Cogeneration Regeneratif.....	44
Tabel 4. 5. Hasil Perhitungan Kondensat Tank.....	46
Tabel 4. 6. Hasil Perhitungan Pompa Kodensat.....	48
Tabel 4. 7. Hasil Perhitungan FWH 4.....	49
Tabel 4. 8. Hasil Perhitungan FWH 3.....	51
Tabel 4. 9. Hasil Perhitungan Deaerator.....	53
Tabel 4. 10. Hasil Perhitungan Boiler Feed Pump.....	54
Tabel 4. 11. Hasil Perhitungan FWH 2.....	56
Tabel 4. 12. Hasil Perhitungan FWH 1.....	58
Tabel 4. 13. Hasil Perhitungan Siklus Cogeneration Regeneratif.....	60
Tabel 4. 14. Properties Flue Gas.....	62
Tabel 4. 15. Properties Bagasse.....	62
Tabel 4. 16. Tabel Hasil Perhitungan Bagasse Dryer.....	63

# BAB 1

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pabrik Gula (PG) Gempolkrep adalah salah satu Pabrik Gula di lingkungan PT PERKEBUNAN X (PERSERO) yang menghasilkan Gula Kristal Putih (GKP). Dahulu adalah pabrik gula milik Belanda yang didirikan pada tahun 1849. Saat ini kapasitas giling PG Gempolkrep telah mencapai 6000 Ton Tebu per hari dan menghasilkan kurang lebih 480 ton gula setiap hari. Hal ini mengakibatkan kebutuhan listrik dalam proses produksi juga meningkat. Pada PG Gempolkrep kebutuhan tersebut ditunjang dengan pembangkit daya di dalam pabrik dengan kapasitas maksimum 9 MW.

Pabrik gula mempunyai rencana untuk mengeksport listrik selama 10 bulan dalam setahun dengan rincian plant setiap beroperasi 5 bulan, akan di-*maintenance* selama 1 bulan. Sehingga produk yang dihasilkan oleh pabrik gula berupa gula dan listrik.

Pada prosesnya, uap yang dihasilkan boiler selain digunakan untuk menggerakkan 2 buah turbin uap yang menghasilkan listrik maksimal 9 MW dan 6 buah turbin uap untuk menggerakkan mesin gilingan. Bahan bakar yang digunakan pada *Cogeneration plant* ini adalah ampas tebu sisa gilingan sebagai ganti bahan bakar fosil. Sehingga biaya operasional menjadi lebih rendah, lebih ramah lingkungan, namun kinerja tetap optimal. Untuk dapat merealisasikan rencana Pabrik Gula untuk mengeksport listrik, maka untuk saat ini harus diketahui terlebih dahulu kondisi eksisting plant. Sehingga kemudian dapat dianalisis pengaruhnya terhadap performa apabila diterapkan siklus *Cogeneration Regenerative* pada siklus eksisting. Karena hal itulah penulis merasa perlu melakukan penelitian.



## 1.2 Rumusan Masalah

Mengetahui kondisi eksisting siklus *Cogeneration* di PG Gempolkrep. Kemudian pengaruhnya terhadap performa apabila siklus *Cogeneration Regenerative* diterapkan pada siklus eksisting *Cogeneration* di PG Gempolkrep.

## 1.3 Tujuan Penelitian

Terkait dengan latar belakang dan rumusan masalah maka tujuan penelitian ini adalah:

- a) Mengetahui Kondisi Eksisting yaitu: ketersediaan bagasse, efisiensi *Cogeneration*, efisiensi siklus, efisiensi boiler, heat rate siklus
- b) Memberikan rekomendasi terkait dengan siklus *Cogeneration Plant* yang baru

## 1.4 Batasan Masalah

- a) Kondisi operasional *steady state*
- b) Proses isentropik
- c) Menganalisis instalasi *Cogeneration* PG Gempolkrep
- d) Data kondisi eksisting yang diperoleh berdasarkan data operasional PG Gempolkrep pada musim giling 2015
- e) Analisis efisiensi siklus dan heat rate menggunakan metode termodinamika
- f) Analisis performa Boiler menggunakan metode ASME PTC 4.1
- g) Suhu dan tekanan masuk turbin uap pada kondisi eksisting maupun rekomendasi adalah dianggap sama.
- h) Boiler pada kondisi eksisting berjenis *stocker*, pada rekomendasi berjenis CFB dengan asumsi efisiensi 90%.

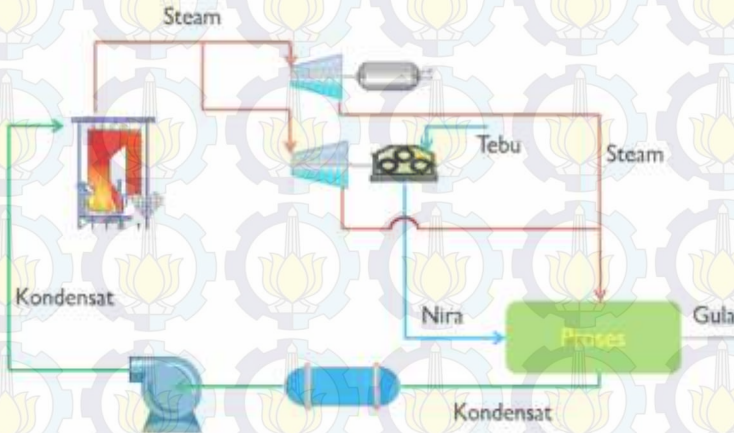
## 1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah:

- a) Dapat digunakan sebagai evaluasi untuk performa *Cogeneration Plant* PG Gempolkrep
- Sebagai referensi untuk pengembangan *Cogeneration Plant* dimasa yang akan datang

## BAB 2 DASAR TEORI

### 2.1. Alir Proses Industri

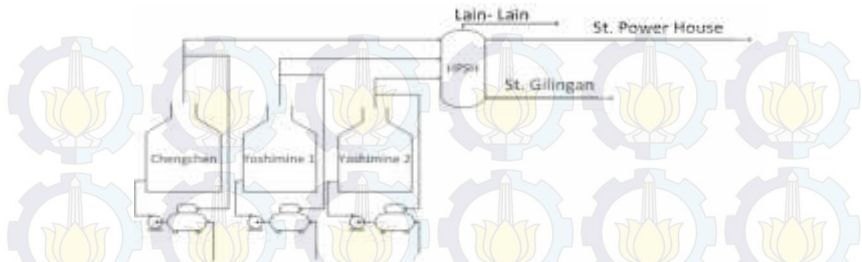


**Gambar 2. 1.** Skema Proses Industri

Gambar diatas menunjukkan proses produksi gula secara umum. Uap yang dihasilkan boiler akan dialirkan menuju turbin-turbin uap untuk menggerakkan mesin giling sehingga menghasilkan nira dan menggerakkan generator untuk menghasilkan listrik guna menunjang proses produksi. Kemudian nira akan diproses dengan uap ekspansi dari turbin-turbin uap sehingga menjadi gula. Kondensat yang dihasilkan dari proses tersebut akan dipompakan kembali ke dalam boiler.

Dalam penelitian ini hanya akan terfokus pada 3 Stasiun kerja, yaitu: Stasiun Boiler, Stasiun Gilingan dan Stasiun *Power House* pada kondisi eksisting.

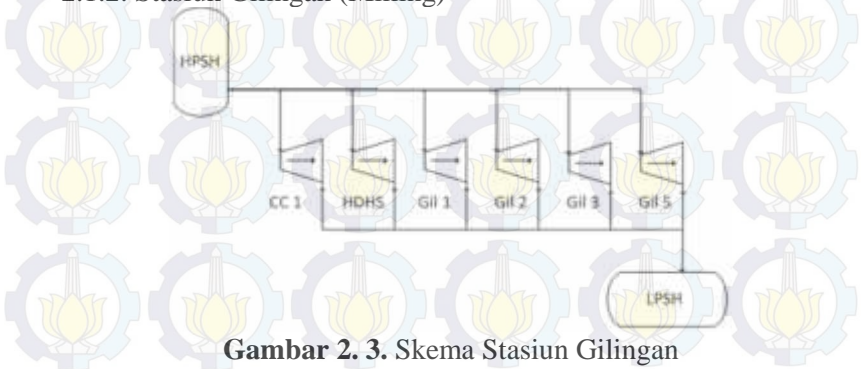
### 2.1.1. Stasiun Boiler



**Gambar 2. 2.** Skema Stasiun Boiler

Stasiun Boiler terdiri dari 3 buah boiler seperti yang ditunjukkan pada gambar diatas. Total kapasitas uap yang dihasilkan dari Stasiun ini mencapai 180 ton/jam dengan rincian: boiler Chengchen menghasilkan uap maksimal 30 ton/jam, boiler Yoshimine 1 dan Yoshimine 2 masing-masing menghasilkan uap maksimal 75 ton/jam. Uap yang dihasilkan akan dikumpulkan dalam *High Pressure Steam Header* (HPSH), sebelum akan didistribusikan ke Stasiun Gilingan, *Power House* dan Stasiun-Stasiun lainnya untuk proses produksi.

### 2.1.2. Stasiun Gilingan (Milling)

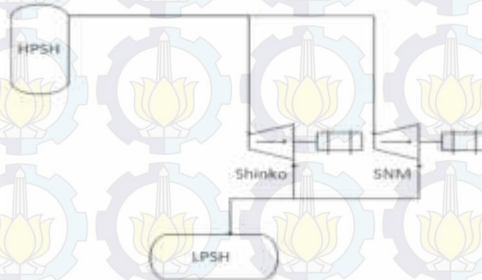


**Gambar 2. 3.** Skema Stasiun Gilingan

Terdapat 6 buah turbin uap pada Stasiun Gilingan seperti yang ditunjukkan pada gambar diatas. Turbin-turbin tersebut

berfungsi sebagai penggerak utama roller mesin gilingan untuk memeras tebu agar menghasilkan nira. Uap yang telah diekspansikan oleh turbin akan dialirkan ke *Low Pressure Steam Header* (LPSH) yang kemudian digunakan untuk proses produksi.

### 2.1.3. Stasiun Power House



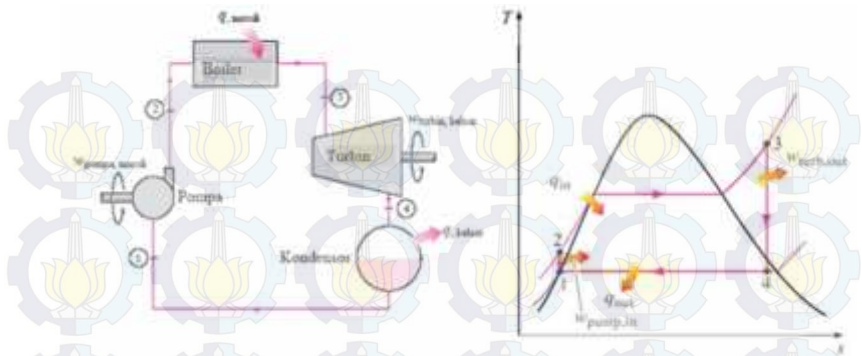
**Gambar 2. 4.** Skema Stasiun *Power House*

Pada Stasiun ini terdapat 2 buah turbin uap yang dihubungkan ke generator untuk menghasilkan listrik. Masing-masing berkapasitas 4,5 MW. Sehingga dapat menghasilkan daya maksimum 9 MW. Uap ekspansi keluaran dari turbin akan dialirkan ke *Low Pressure Steam Header* (LPSH) yang kemudian digunakan untuk proses produksi.

### 2.2. Siklus Rankine

Siklus Rankine merupakan siklus termodinamis paling sederhana yang menggunakan uap sebagai medium kerja sebagaimana digunakan pada sebuah PLTU. Dikatakan siklus termodinamis paling sederhana, karena setelah terjadi satu siklus, fluida kerja kembali kepada keadaan/sifat semula. Pada siklus Rankine, komponen-komponen utama yang bekerja dapat dilihat seperti gambar di bawah ini.





**Gambar 2. 5.** Skema dan T-s Diagram Siklus Renkine

Terdapat 4 proses prinsip kerja siklus Renkine. Yaitu:

Proses 3-4: Langkah ekspansi isentropik dari uap melalui turbin. Karenanya maka tekanan dan temperatur nya akan turun.

Proses 4-1: Perpindahan kalor laten dari uap menuju keluar sistem melalui kondenser sehingga berubah menjadi kondensat. Terjadi secara isobar isotermis.

Proses 1-2: Kompresi isentropik dalam pompa. Air dipompakan menuju ke boiler

Proses 2-3: Proses ini terjadi didalam boiler. Air yang bertekanan dinaikkan temperaturnya hingga mencapai titik cair jenuh. Lalu diubah wujudnya menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap menjadi uap panas lanjut. Langkah ini terjadi secara isobar isothermis.

### 2.2.1. Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika

Energi Kinetik bernilai sama sehingga saling meniadakan

$$\frac{dE_{kin}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m} \left( u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} - \dot{m} \left( u_t + pv + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out}$$

Steady-state

Energi Potensial bernilai sama sehingga saling meniadakan

Dengan:

$$h = u_t + pv$$

Maka:

$$0 = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \quad (2.1)$$

Hal diatas dijelaskan bahwa energi kinetik dan potensial bernilai sama. Dikarenakan kecepatan fluida yang masuk sama dengan kecepatan fluida yang keluar dan karena tidak ada pengaruh ketinggian antara fluida di dalam sistem karena masih dalam volume atur yang sama. Sehingga dapat saling meniadakan.

### 2.2.2. Evaluasi Kerja Utama dan Perpindahan Kalor

Hukum pertama maupun kedua termodinamika dapat diterapkan untuk mengetahui performa dari sistem power plant. Untuk mendapatkan kerja output dan meningkatkan efisiensi dapat ditentukan dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi. Perpindahan energi dianggap positif ke arah tanda panah. Energi kinetik dan potensial juga bernilai sama sehingga saling meniadakan. Dengan menggunakan penerapan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur dari tiap bagian peralatan utama dapat dijelaskan sebagai berikut.

#### 2.2.2.1. Turbin

Turbin adalah alat yang mengekstraksi uap bertekanan menjadi kerja. Cara kerjanya adalah uap dari boiler yang berada pada temperatur dan tekanan yang telah dianikkan sehingga berubah fase menjadi uap panas lanjut dan memiliki energi yang besar. Energi di dalam uap panas lanjut ini berekspansi melalui turbin secara isentropik sehingga menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenser dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan



perpindahan kalor di sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume tetap menjadi:

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \quad (2.2)$$

#### 2.2.2.2. Kondenser

Kondenser adalah alat penukar panas yang berfungsi mengkondensasi fluida kerja. Agar tidak mengurangi efisiensi suatu pembangkit turbin uap, sejumlah uap yang telah digunakan harus dikembalikan dalam bentuk air yang disebut kondensat. Dalam kondenser terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi steady-state, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume tetap yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \quad (2.3)$$

#### 2.2.2.3. Pompa

Pompa adalah alat yang digunakan untuk memindahkan cairan dari satu tempat ke tempat lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada fluida kerja yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus. Pompa pada siklus Rankine ini berfungsi mengalirkan dan menaikkan tekanan dalam kondensat yang telah dikondensasi oleh kondenser. Pompa ini bekerja secara isentropis dimana secara ideal tidak terjadi perubahan entropi antara aliran masuk dan keluarnya. Dengan menggunakan volume tetap di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah:

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \quad (2.4)$$

Karena pompa diidealisasikan beroperasi tanpa irreversibilitas, maka untuk mengevaluasi kerja pompa dapat digunakan persamaan sebagai berikut untuk alternatif persamaan diatas:

$$\left(\frac{W_P}{\dot{m}}\right)_{int \text{ rev}} = \int_1^2 v dp \quad (2.5)$$

Terdapat subskrip “int rev” untuk mengingatkan bahwa persamaan terbatas untuk suatu proses yang reversibel secara internal melalui pompa. Karena volume spesifik dari cairan biasanya berubah hanya sedikit ketika cairan mengalir dari bagian masuk ke bagian keluar pompa, nilai volume spesifik,  $v_3$  di bagian masuk pompa sebagai nilai yang konstan selama proses berlangsung. Maka kerja pompa dirumuskan:

$$\left(\frac{W_P}{\dot{m}}\right)_{int \text{ rev}} \approx v_3(P_4 - P_3) \quad (2.6)$$

#### 2.2.2.4. Boiler

Boiler adalah alat yang digunakan untuk menghasilkan uap bertekanan yang mempunyai temperatur tinggi. Pada siklus renkin ideal, fluida kerja menyelesaikan siklus ketika uap yang terkondensasi menjadi cair dipompakan. Kemudian dipanaskan sampai keadaan jenuh dan diuapkan. Uap panas tersebut untuk menggerakkan turbin sehingga menghasilkan daya. Dengan menggunakan volume atur yang melingkupi tabung boiler dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \quad (2.7)$$

#### 2.2.2.5. Parameter Kerja

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja boiler yang dikonversikan menjadi keluaran kerja netto. Menggunakan kuantitas dan ekspresi yang telah diperkenalkan, efisiensi termal dari siklus tenaga dari gambar siklus diatas adalah:

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.8)$$

Keluaran kerja netto sebanding dengan masukan kerja netto. Jadi sebagai alternatif efisiensi termal dapat dituliskan sebagai:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{in}/\dot{m} - \dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{out}/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.9)$$

Laju kalor (*heat rate*) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor kedalam siklus, biasanya dalam bentuk Btu, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW.h. Oleh karena itu, laju kalor yang berbanding terbalik dengan efisiensi ter, memiliki satuan Btu/kW.h

$$\begin{aligned} \text{Heat rate} &= \frac{\text{Total fuel heat input (Btu)}}{\text{Electrical generation (kWh)}} \\ &= \frac{\dot{m}_{\text{bahan bakar}} \cdot \text{LHV}_{\text{bahan bakar}}}{\text{Daya netto}} \quad (2.10) \end{aligned}$$

Parameter lain yang digunakan untuk mengukur kinerja pembangkit tenaga adalah rasio kerja balik (*back work ratio/bwr*), yang didefinisikan sebagai rasio masukan kerja pompa terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin. Rasio kerja balik dirumuskan sebagai:

$$bwr = \frac{\dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{(h_4 - h_3)}{(h_1 - h_2)} \quad (2.11)$$

Karena persamaan-persamaan tersebut diperoleh dari kesetimbangan laju energi dan massa, maka persamaan-persamaan ini berlaku untuk kinerja aktual yang memiliki irreversibilitas maupun kinerja ideal. Bisa diperkirakan bahwa irreversibilitas dari berbagai komponen pembangkit tenaga akan mempengaruhi kinerja keseluruhan. Siklus ideal juga memberikan kemudahan dalam mempelajari berbagai aspek kinerja pembangkit tenaga uap.

### 2.3. Siklus Rankine Regenerative

Siklus Rankine *Regenerative* merupakan modifikasi dari siklus Rankine dimana air sebagai fluida kerja dinaikkan temperaturnya dengan memanfaatkan uap ekstraksi sehingga kalor yang dibutuhkan untuk memanaskan air pada boiler berkurang. Hal ini dapat meningkatkan efisiensi siklus. Siklus Rankine *Regenerative* juga merupakan salah satu cara deaerasi.



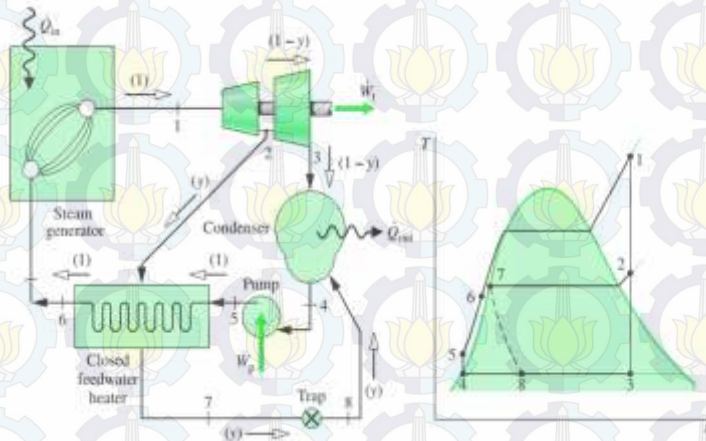
Yaitu pengurangan kadar oksigen dalam air yang dapat menyebabkan korosi pada sistem perpipaan.

Siklus ini menggunakan alat yang disebut *feedwater heater*. Terdapat 2 jenis *feedwater heater* yaitu tipe *open* dan *closed*.

### 2.3.1. Siklus *Closed Feedwater Heater*

*Closed Feedwater Heater* bekerja dengan cara memindahkan panas dari uap ekstraksi ke dalam air pengisi namun tanpa terjadi kontak langsung.

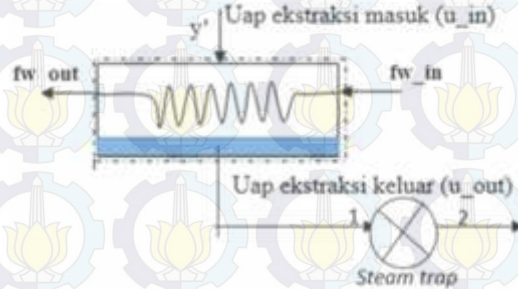
Untuk sebuah siklus tenaga uap *regenerative* yang memiliki satu pemanas air pengisian tertutup, fluida kerja mengalir secara isentropik melalui tingkat tingkat turbin dan pompa, dan aliran yang melewati generator uap, kondenser, dan pemanas air pengisian terjadi tanpa adanya penurunan tekanan di setiap komponen tersebut.



**Gambar 2. 6.** Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine Dengan Satu Closed Feedwater Heater

Pada gambar 2.6. diatas, menunjukkan bahwa kondensat dialirkan melalui sebuah pompa yang berfungsi memompa kondensat ke depan hingga mencapai titik di dalam siklus dengan tekanan yang lebih tinggi. Proses pada *closed feedwater heater* ini terjadi dengan ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan *enthalpy* yang konstan atau dapat dikatakan *enthalpy* pada

keadaan 7 memiliki nilai yang sama besar dengan *enthalpy* pada keadaan 8. Fraksi dari aliran total yang diekstraksi  $y$  dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume ajar di sekeliling pemanas tertutup.



**Gambar 2. 7.** Control Volume Pada Pemanas Air Tertutup

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_{cv} - \dot{m}_{cv} + \dot{m}_{u,in} \left( h_{u,in} + \frac{v_{u,in}^2}{2} + gz_{u,in} \right) + \dot{m}_{fw,in} \left( h_{fw,in} + \frac{v_{fw,in}^2}{2} + gz_{fw,in} \right) - \dot{m}_{u,out} \left( h_{u,out} + \frac{v_{u,out}^2}{2} + gz_{u,out} \right) - \dot{m}_{fw,out} \left( h_{fw,out} + \frac{v_{fw,out}^2}{2} + gz_{fw,out} \right)$$

Dengan mengasumsikan proses terjadi secara steady state, tidak ada kerja yang keluar masuk, tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya, energi kinetik dan potensial diabaikan, serta balance massa yang terjadi pada closed feedwater heater:

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_{u,in} \approx \dot{m}_{u,out} = \dot{m}_{ekstraksi}$$

$$\dot{m}_{fw,in} \approx \dot{m}_{fw,out} = \dot{m}_{main\_steam}$$

Sehingga persamaan menjadi:

$$0 = \dot{m}_{ekstraksi} (h_{u,in} - h_{u,out}) + \dot{m}_{main\_steam} (h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

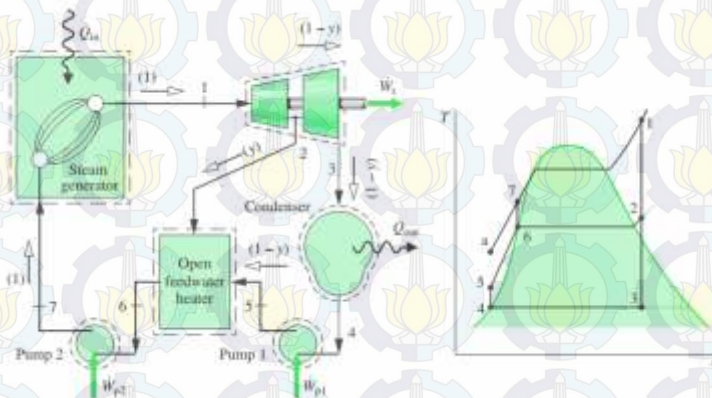
$$0 = \frac{\dot{m}_{ekstraksi}}{\dot{m}_{main\_steam}} (h_{u,in} - h_{u,out}) + \frac{\dot{m}_{main\_steam}}{\dot{m}_{main\_steam}} (h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

$$0 = y' (h_{u,in} - h_{u,out}) + (h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

$$y' = \frac{h_{fw,in} - h_{fw,out}}{(h_{u,out} - h_{u,in})} \quad (2.12)$$

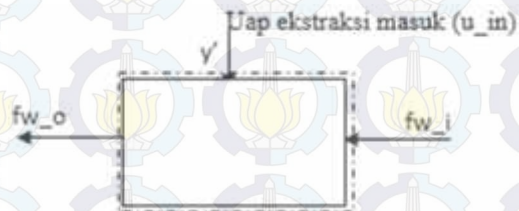
### 2.3.2. Siklus *Open Feedwater Heater*

Untuk sebuah siklus tenaga uap regenerative yang memiliki satu pemanas air pengisian terbuka, fluida kerja mengalir secara isentropik melalui tingkat-tingkat turbin dan pompa, dan aliran yang melewati generator uap, kondenser, dan pemanas air pengisian terjadi tanpa adanya penurunan tekanan di setiap komponen tersebut.



**Gambar 2. 8.** Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine Dengan Satu *Open Feedwater Heater*

Dari gambar 2.8 di atas, Energi yang di ekstraksi dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas terbuka.



**Gambar 2. 9.** Control Volume Pada *Open Feedwater Heater*

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$



Dengan mengasumsikan proses terjadi secara *steady state*, tidak ada kerja yang keluar masuk, tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya, energi kinetik dan potensial diabaikan, serta balance massa yang terjadi pada *open feedwater heater*:

$$\frac{dM_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_{u,in} + \dot{m}_{fw,in} = \dot{m}_{fw,out}$$

Maka persamaannya menjadi:

$$0 = \dot{m}_{u,in}(h_{u,in}) + \dot{m}_{fw,in}(h_{fw,in}) - (\dot{m}_{u,in} + \dot{m}_{fw,in})(h_{fw,out})$$

$$0 = \dot{m}_{u,in}(h_{u,in} - h_{fw,out}) + \dot{m}_{fw,in}(h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

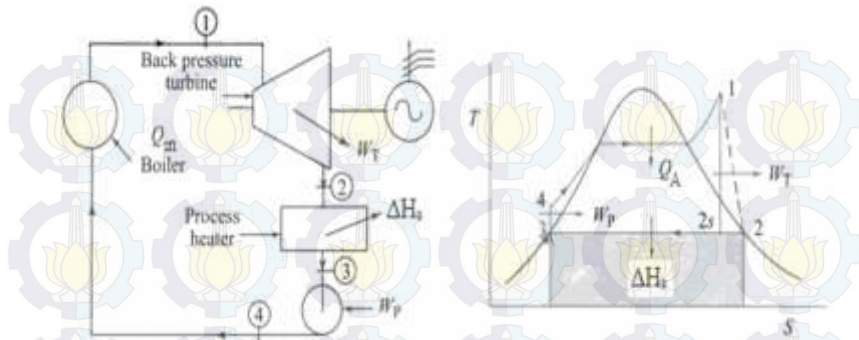
$$0 = \frac{\dot{m}_{u,in}}{\dot{m}_{fw,in}}(h_{u,in} - h_{fw,out}) + \frac{\dot{m}_{fw,in}}{\dot{m}_{fw,in}}(h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

$$0 = y'(h_{u,in} - h_{fw,out}) + (h_{fw,in} - h_{fw,out})$$

$$y' = \frac{(h_{fw,in} - h_{fw,out})}{(h_{fw,out} - h_{u,in})} \quad (2.13)$$

## 2.4. Cogeneration

*Cogeneration* merupakan suatu proses dalam suatu plant. Dimana uap yang dihasilkan boiler selain digunakan membangkitkan daya untuk menghasilkan listrik, juga digunakan untuk proses produksi. *Cogeneration* lebih benefit dalam hal penghematan energi bila dibandingkan dengan pembangkit listrik dan panas untuk proses produksi yang dilakukan secara terpisah. Pada pabrik gula, tipe *cogeneration* yang digunakan yaitu siklus *cogeneration* bertipe *topping*. Dimana sumber panas utama akan digunakan untuk menggerakkan turbin sehingga menghasilkan listrik. Kemudian uap ekspansi dari turbin akan dimanfaatkan untuk proses pembuatan gula. Turbin dalam kasus ini menggunakan turbin *back pressure*.



**Gambar 2. 10.** Cogeneration Plant Dengan Turbin Back Pressure Sehingga efisiensi siklus cogeneration dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta_{co} = \frac{W_T + \Delta H_s}{Q_{in}} \quad (2.14)$$

Dimana:

$W_T$  = Daya yang dibangkitkan oleh turbin

$H_s$  = Energi panas pada proses

$Q_{in}$  = Panas yang dimasukkan pada plant

## 2.5. Analisa ASME PTC 4.1

Analisa terhadap PLTU juga berdasarkan *American Society Mechanical Engineers* (ASME) PTC 4.1 yang berfokus pada perhitungan efisiensi pada boiler. Perhitungan ini dapat mencerminkan efisiensi dari pembangkit secara keseluruhan. Karena semakin baik efisiensi boiler maka bahan bakar yang dikonsumsi semakin sedikit dan steam yang dihasilkan masih memiliki kualitas yang baik. Terdapat dua metode perhitungan, yaitu metode *Indirect* dan *Direct*.

### 2.5.1. Metode *Direct*

Metode *Direct* adalah perhitungan efisiensi dengan membandingkan nilai kalor output dengan nilai input. Energi yang didapat dari fluida kerja (air dan *steam*) dibandingkan dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar boiler. Keuntungan metode ini adalah lebih cepat dalam evaluasi

boiler. Karena memerlukan parameter dan instrumen untuk perhitungan dan pemantauan. Sedangkan kerugian dari metode ini adalah tidak memberikan petunjuk tentang penyebab apabila efisiensi boiler rendah. Dan juga tidak menghitung berbagai losses yang berpengaruh pada berbagai tingkat efisiensi



**Gambar 2. 11. Skema Efisiensi Boiler Metode Direct**  
Efisiensi boiler dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{uap} (h_{\text{steam output}} - h_{\text{water input}})}{\dot{m}_{bb} \times \text{LHV}} \times 100 \quad (2.15)$$

Dimana:

$\dot{m}_{uap}$  = Laju uap yang dihasilkan (kg/sec)

$\dot{m}_{bb}$  = Laju bahan bakar yang diumpankan

(kg/sec)

LHV = Nilai kalor bawah bahan bakar (kJ/kg)

$h_{\text{steam output}}$  = Enthalpi uap (kJ/kg)

$h_{\text{steam input}}$  = Enthalpi air pengisi (kJ/kg)

## 2.6. Ampas Tebu (*Bagasse*)

Di Pabrik Gula ampas sebagai sumber energi tersedia keluaran dari stasiun gilingan. Ampas yang dihasilkan dari gilingan adalah sebesar 31,5% dari berat tebu. Nilai kalor bagasse

dipengaruhi oleh kadar sabut dan kadar air yang terkait dengan varitas. Tebu redemen tinggi cenderung mempunyai kadar sabut rendah. Disamping kadar sabut juga dipengaruhi oleh umur tebu, tebu muda umumnya memiliki kadar sabut rendah dan sebaliknya tebu semakin masak memiliki kadar sabut tebu yang lebih tinggi. Air Fuel Ratio dari bagasse sendiri adalah 1:7 (B.M. Jenkins, *Combustion properties of biomass*, 1998). Dan nilai LHV dari bagasse dirumuskan sebagai:

$$LHV = 4250 - (48,5w) - (7,5s) \quad (2.16)$$

Keterangan:

LHV = Nilai kalor bawah bahan bakar (kcal/kg)

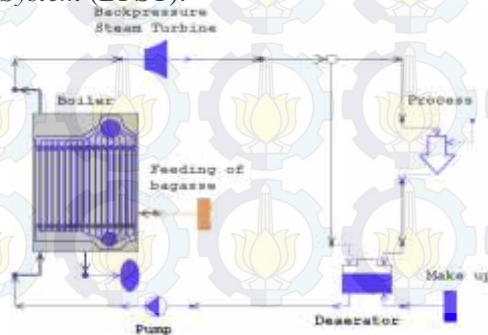
w = Kadar air dalam bagasse, berkisar antara:

50 - 51,5 %

s = Kadar sabut dalam bagasse (pol), berkisar antara: 1,95 - 2,1%

## 2.7. Penelitian Terdahulu

- a) *Surplus electricity production in sugarcane mills using residual bagasse and straw as fuel*, oleh: Moises Alves, Gustavo H.S.F. Ponce, Maria Aparecida Silva, Adriano V. Ensinas yang diterbitkan pada Energy 91 (2015) 751e757. Menghitung daya listrik pada pabrik gula dengan menggunakan bahan bakar bagasse dan jerami di Pabrik Gula di Brazil. Penelitian menggunakan 3 sistem yang dianalisis. Yang pertama adalah *Backpressure Steam Turbine System* (BPST).



**Gambar 2. 12.** Back Pressure Steam Turbine System

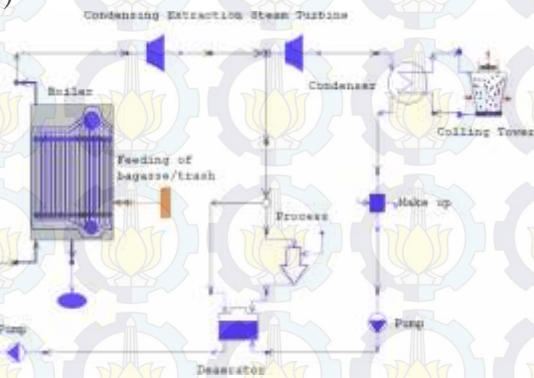


Kemudian hasil perhitungannya adalah sebagai berikut

Case	Total power [kW]	Electricity produced [kWh/t cane]	Electricity consumed [kWh/t cane]	Surplus electricity [kWh/t cane]
1	19,308	38.62	28.00	10.62
2	43,933	87.87	28.00	59.87
3	29,884	59.77	28.00	31.77
4	24,612	49.22	28.00	21.22
5	49,754	99.51	28.00	71.51
6	33,845	67.69	28.00	39.69
7	27,873	55.75	28.00	27.75

**Gambar 2. 13.** Hasil Perhitungan *Back Pressure Steam Turbine System*

Yang kedua adalah *Condensing Extraction Steam Turbin System (CEST)*

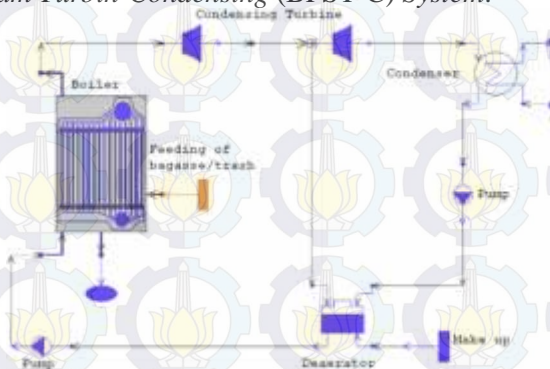


**Gambar 2. 14.** Condensing Extraction Steam Turbin System  
Kemudian didapat hasil perhitungan sebagai berikut

Case	Total power [kW]	Electricity produced [kWh/t cane]	Electricity consumed [kWh/t cane]	Surplus electricity [kWh/t cane]
3	52,738	105.48	28.00	77.48
4	55,508	111.02	28.00	83.02
6	57,804	115.61	28.00	87.61
7	60,111	121.22	28.00	93.22

**Gambar 2. 15. Hasil Perhitungan** Condensing Extraction Steam Turbin System

Yang terakhir adalah dengan menggunakan *Back Pressure Steam Turbin-Condensing (BPST-C) System*.



**Gambar 2. 16. Back Pressure Steam Turbin-Condensing (BPST-C)**

Kemudian didapatkan hasil perhitungan sebagai berikut

Case	Total power in the harvest season (kW)	Electricity produced in the harvest season (GWh) <sup>a</sup>	Total power in the off season (kW)	Electricity produced in the off season (GWh) <sup>b</sup>	Surplus electricity (kWh/cane)
3	42,537	198.39	12,053	36.74	77.34
4	41,791	196.10	17,179	49.89	83.18
6	46,586	206.52	12,741	37.90	85.58
7	45,458	204.74	17,585	51.06	91.09

<sup>a</sup> Total electricity of both systems BPST and autonomous power plant in the harvest season (214 days, 4944 operation hours for the BPST and 5136 h for autonomous power plant).

<sup>b</sup> Total electricity of the autonomous power plant operating in the off season (2964 h).

**Gambar 2. 17.** Hasil Perhitungan Back Pressure Steam Turbin-Condensing (BPST-C).

Penelitian ini membandingkan teknologi yang dapat digunakan dalam *Cogeneration System* dan surplus listrik yang dapat dihasilkan masing-masing variasi. *Cogeneration System* dari sebagian besar pabrik gula di Brazil mempunyai potensi surplus listrik yang rendah dibandingkan dengan tingginya konsumsi uap pada proses serta rendahnya temperatur pada uap yang dihasilkan. Pada jurnal ini menunjukkan keuntungan bisa didapatkan dengan meningkatkan efisiensi dari cogeneration system. Dengan menggunakan boiler yang lebih modern dengan tekanan diatas 65 bar dan 480 °C dan *condensing turbine* yang dioperasikan secara paralel atau bersama-sama dengan trubin *back pressure* dapat meningkatkan surplus listrik yang dihasilkan. Juga dengan menggunakan *straw* dari tebu dapat berguna sebagai bahan bakar tambahan. Pengoperasian sistem CEST dapat meningkatkan sebanyak 4 kali potensi surplus listrik yang dimiliki pabrik gula. Opsi lainnya adalah dengan menggunakan sistem yang fleksibel seperti BPST-C dimana dapat mengurangi biaya investasi dibanding dengan sistem CEST. Penggunaan BPST-C dapat menghasilkan surplus listrik bahkan dalam musim tutup giling. Penelitian ini juga

dibuat untuk menggunakan *straw* sebagai bahan bakar pengganti.

- b) *Cogeneration through bagasse: A renewable strategy to meet the future energy needs* oleh Muhammad Arshad dan Sibtain Ahmed yang diterbitkan pada *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54 (2014) 732–737. Meneliti tentang potensi listrik yang dapat dibangkitkan dari Pabrik Gula di Pakistan dengan bahan bakar *bagasse*.

Year	No. of sugar mills	Sugarcane crushed [t]	Sugar production [t]	Bagasse production [t]	Electricity production [MWh <sup>-1</sup> ]	Electricity for mill's own need [MWh <sup>-1</sup> ]	Surplus electricity [MWh <sup>-1</sup> ]
2008–2009	82	33,139,410	3,134,945	10,604,614	2121	665	1456
2009–2010	83	34,611,003	3,133,494	11,095,520	2215	710	1505
2010–2011	84	44,501,571	4,119,421	14,243,703	2849	750	2099
2011–2012	86	48,248,535	4,670,380	15,439,530	3088	800	2288
2012–2013	86	50,089,483	5,030,529	16,028,635	3206	830	2376
2013–2014	88	56,460,524	5,587,568	18,067,168	3613	840	2773

**Gambar 2. 18.** Data Hasil Penelitian dari Pabrik Gula di Pakistan

Ketika harga listrik meningkat, fasilitas *cogeneration* dapat melakukan penghematan yang sangat baik. Kuncinya adalah dengan mem-forecast harga listrik beberapa tahun kedepan. Harga dari bahan bakar fosil terus meningkat karena itu merupakan komponen utama yang dibutuhkan untuk membangkitkan listrik pada sistem *cogeneration*. Kebutuhan-kebutuhan yang perlu dipenuhi oleh sistem ini adalah untuk membangkitkan listrik dan menggunakan panas sisa, untuk produksi steam untuk menghangatkan di dalam bangunan atau menghangatkan air. Jika ini dilakukan, maka dapat mengefisienkan penggunaan bahan bakar dan meningkatkan keuntungan secara ekonomis serta berdampak baik bagi lingkungan.





## **BAB 3**

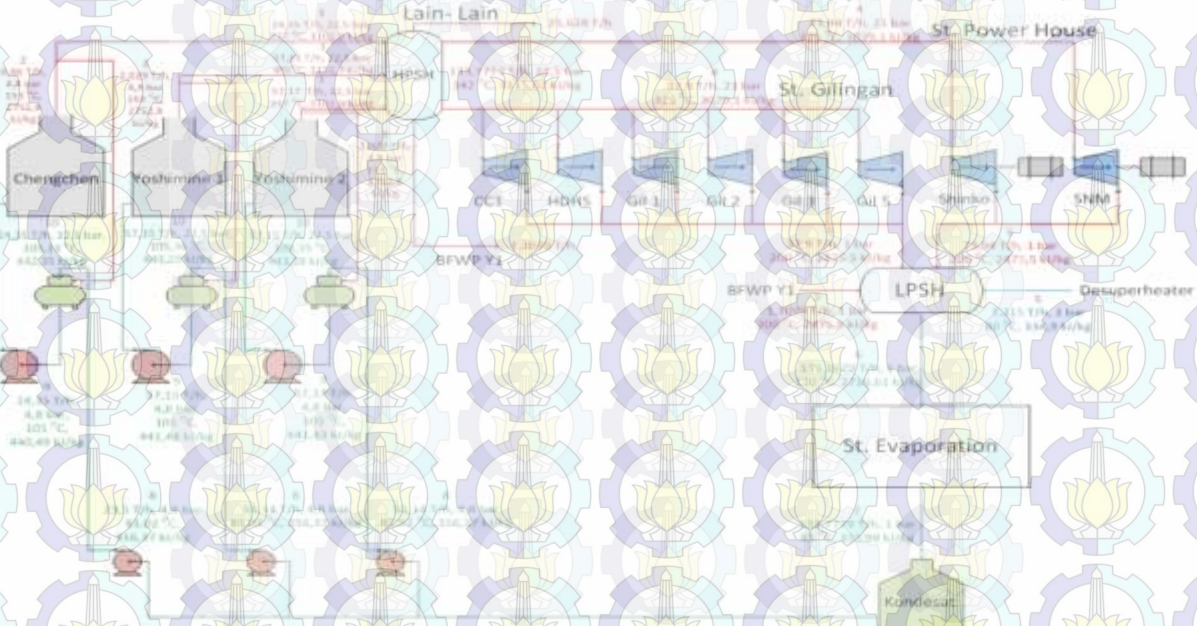
### **METODOLOGI**

#### **3.1. Metode Penelitian**

Dalam melakukan penelitian terdapat beberapa tahapan yang dilakukan. Diantaranya:

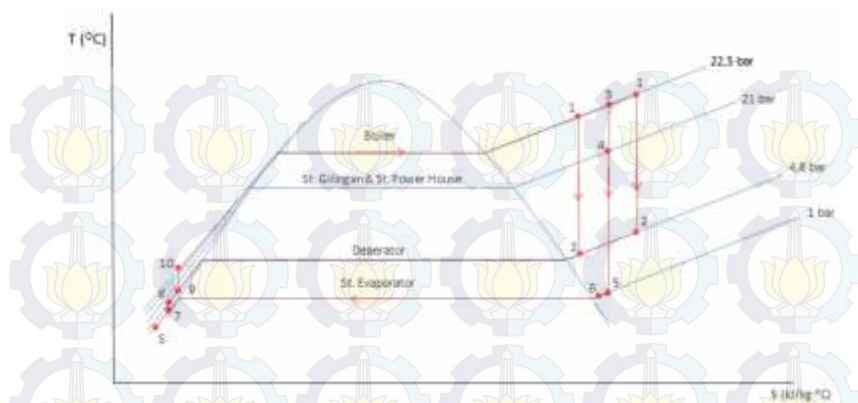
- **Studi Lapangan**  
Diskusi dengan pihak engineering tentang rencana kedepan pabrik gula untuk menjual listriknya ke daerah sekitar.
- **Studi Literatur**  
Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses operasional *Cogeneration Plant*, perhitungan efisiensi dan rugi daya. Studi literatur diperoleh dari e-book, jurnal, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik permasalahan.
- **Pengumpulan Data**  
Sebelum melakukan penelitian, diperlukan data acuan untuk perhitungan dari sistem yang akan ditinjau. Sehingga dilakukan pengumpulan data aktual.
- **Pengolahan Data**  
Melakukan perhitungan dengan data-data yang telah diperoleh. Sehingga didapatkan kondisi eksisting *Cogeneration Plant* PG Gempolkrep.
- **Penarikan Kesimpulan**  
Dari hasil perhitungan kondisi eksisting yang didapatkan akan dilakukan penarikan kesimpulan. Dan akan diberikan rekomendasi untuk siklus *Cogeneration* yang baru.

### 3.2. Skema Eksisting Siklus *Cogeneration* PG Gempolkrep



Gambar 3. 1. Skema Eksisting Siklus *Cogeneration* PG Gempolkrep





**Gambar 3. 2.** T-s Diagram Cogeneration PG Gempolkrep

Seperti yang terlihat pada gambar 3.2, uap yang diproduksi boiler akan dialirkan menuju HPSH, yang kemudian akan didistribusikan menuju berbagai stasiun. Kemudian uap bekas yang diproduksi oleh turbin-turbin uap akan dialirkan menuju LPSH sebelum dialirkan menuju stasiun Evaporasi untuk proses. Kemudian kondensatnya akan dipompakan menuju deaerator untuk dinaikkan temperaturnya dan dipompakan ke dalam boiler untuk diuapkan kembali.

### 3.3. Data Operasional

- St. Boiler

Tabel 3. 1. Data Operasional St. Boiler

	Chengche n	Yoshimin e 1	Yoshimin e 2	Total
$P_{in}$ (bar abs)	22,5	22,5	22,5	
$T_{in}$ (°C)	105,13	105,36	105,35	
$h_{in}$ (kJ/kg)	442,35	443,29	443,28	
$P_{out}$ (bar abs)	22,5	22,5	22,5	
$T_{out}$ (°C)	337	350	337	



$h_{out}$ (kJ/kg)	3102,9	3132,3	3102,9	
<b>Produksi Uap (Ton/hr)</b>	24,3549	57,15035	57,16795	<b>138,6732</b>
<b>Kebutuhan Deaerator (Ton/hr)</b>	0,8549	2,0114	2,029	<b>4,8953</b>
<b>BFWP (Ton/hr)</b>		1,3079		<b>1,3079</b>

Uap dari ketiga boiler tersebut akan diakumulasikan dalam HPSH, sehingga  $T = 341,5^{\circ}\text{C}$ , dan  $h = 3113,1$  kJ/kg

- St. Gilingan

Tabel 3. 2. Data Operasional St. Gilingan

Operasional	
$T_{in}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	325
$P_{in}$ (bar abs)	21
$h_{in}$ (kJ/kg)	3079,1
$T_{out}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	200
$P_{out}$ (bar abs)	2
$h_{out}$ (kJ/kg)	2870,5
Kebutuhan Uap (Ton/Hr)	
Cane Cutter 1	2,79
HDHS	14,874
Gilingan 1	3,89
Gilingan 2	3,782
Gilingan 3	3,782
Gilingan 5	3,782

<b>Total</b>	<b>32,902</b>
--------------	---------------

- St. Power House

Tabel 3. 3. Data Operasional St. Power House

<b>Operasional</b>	
$T_{in}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	325
$P_{in}$ (bar abs)	21
$h_{in}$ (kJ/kg)	3079,1
$T_{out}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	200
$P_{out}$ (bar abs)	2
$h_{out}$ (kJ/kg)	2870,5
<b>Kebutuhan Uap (Ton/Hr)</b>	
Shinko	37,37
SNM	36,57
<b>Total</b>	<b>73,94</b>

- Kebutuhan – Kebutuhan Lain

Tabel 3. 4. Kebutuhan Uap Lain-Lain

<b>Kebutuhan Uap (Ton/Hr)</b>	
Service Steam	5,628
Suplai Parbik Etanol	20
<b>Total</b>	<b>25,628</b>

Sehingga total kebutuhan uap baru adalah:

Tabel 3. 5. Kebutuhan Uap Total

<b>Kebutuhan Uap (Ton/Hr)</b>	
St. Boiler	6,2032
St. Gilingan	32,902
St. Power House	73,94
Lain-lain	25,628
<b>Total</b>	<b>138,6732</b>

Uap ekspansi yang mengalir ke LPSH adalah dari St. Gilingan, St. *Power House* dan BFWP Y1 dengan total 108,1479 Ton/Hr.

- LPSH

Tabel 3. 6. Data Operasional LPSH

	Inlet				Outlet
	St. Gilingan	St. Power House	BFWP Y1	Desuper heater	
P (barabs)	1	1	1	1	1
T (°C)	200	200	200	80	120
h (kJ/kg)	2875,5	2875,5	2875,5	334,99	2716,6
Mass Flow (Ton/hr)	32,90	73,94	1,31	7,21	115,36

Kemudian uap ekspansi sebesar 115,3629 masuk ke St. *Evaporator* untuk proses. Dari St. *Evaporator* tersedia kondensat sebanyak 25,176 Ton/hr. Namun hanya akan diambil 18,415 Ton/hr sesuai kebutuhan. Sehingga total keluar St. *Evaporator* adalah sebanyak 133,7779 Ton/Hr. Kemudian kondensat tersebut masuk pompa kondensat.

- Pompa Kondensat

Tabel 3. 7. Data Operasional Pompa Kondensat

Operasional	
P <sub>in</sub> (bar abs)	1
T <sub>in</sub> (°C)	85
h <sub>in</sub> (kJ/kg)	355,98
P <sub>out</sub> (bar abs)	4,8

$T_{out}$ (°C)	85,02
$h_{out}$ (kJ/kg)	356,37
<b>Jumlah yang dipompakan (Ton/hr)</b>	
Chengchen	23,5
Yoshimine 1	55,13895
Yoshimine 2	55,13895
<b>Total</b>	<b>133,7779</b>

$T_{out}$  dari Pompa Kondensat tidaklah diukur. Maka untuk mengetahui entalpi keluar pompanya ( $h_{out}$ ) menggunakan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}} = v_{in}(P_{out} - P_{in})$$

$$h_{out} - h_{in} = v_{in}(P_{out} - P_{in})$$

Sehingga  $h_{out}$  dapat diketahui dan  $T_{out}$  dapat dicari pada tabel termodinamika.

Kemudian Kondensat memasuki Deaerator. Di dalam deaerator, kondensat dinaikkan temperaturnya dengan mencampurkan bled *steam* dari boiler. Agar temperatur masuk boiler lebih tinggi. Sehingga energi yang dibutuhkan untuk menguapkanj kondensat menjadi berkurang. Berikut ini merupakan data operasional dari deaerator.



- Deaerator

Tabel 3. 8. Data Operasional Deaerator

	Inlet						Outlet		
	Chengchen Kondensat	Bled Steam	Yoshimine 1 Kondensat	Bled Steam	Yoshimine 2 Kondensat	Bled Steam	Cheng chen	Yoshimie 1	Yoshimine 2
P (bar abs)	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
T (°C)	85,02	153,0	85,02	161,9	85,02	153	105	105,23	105,23
h (kJ/kg)	356,37	2752, 8	356,37	2773, 4	356,37	2752, 8	440,4 9	441,44	441,43
Mass Flow (Ton/hr)	23,5	0,85	55,14	2,01	55,14	2,029	24,35	57,15	57,17

- Boiler Feedwater Pump

Tabel 3. 9. Data Operasional Boiler Feedwater Pump

	Chengchen	Yoshimine 1	Yoshimine 2	Total
$P_{in}$ (bar abs)	4,8	4,8	4,8	
$T_{in}$ ( $^{\circ}$ C)	105	105,23	105,23	
$h_{in}$ (kJ/kg)	440,49	441,44	441,43	
$P_{out}$ (bar abs)	22,5	22,5	22,5	
$T_{out}$ ( $^{\circ}$ C)	105,13	105,36	105,35	
$h_{out}$ (kJ/kg)	442,35	443,29	443,28	
Mass Flow (Ton/hr)	24,3549	57,15035	57,16795	138,6732

$T_{out}$  dari pompa feed boiler tidaklah diukur. Maka untuk mengetahui entalpi keluar pompanya ( $h_{out}$ ) menggunakan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = v_{in}(P_{out} - P_{in})$$

$$h_{out} - h_{in} = v_{in}(P_{out} - P_{in})$$

Sehingga  $h_{out}$  dapat dihitung dan Temperaturnya dapat dicari pada tabel termodinamika.

### 3.4. Langkah-Langkah Perhitungan

#### 3.4.1. Menghitung Ketersediaan Bagasse

Untuk menghitung availability bagasse, maka harus dihitung terlebih dahulu bagasse yang dihasilkan pabrik. Dengan persamaan:

*Produksi Bagasse*

= Berat total tebu yang digiling X Ampas % Tebu

Kemudian nilai bahan bakar didapat dari rasio uap dan bahan bakar sebesar 2:1 untuk uap dibanding bahan bakar.

Sehingga sisa bagasse dapat dihitung dari selisih produksi bagasse dengan kebutuhannya tiap boiler.

#### 3.4.2. Menghitung Efisiensi Boiler

Untuk mendapatkan efisiensi boiler, maka perlu dihitung terlebih dahulu nilai LHV dari ampas tebu dengan persamaan 2.16:

$$LHV = 4250 - (48w) - (7,5s)$$

Sehingga didapatkan efisiensi boiler dengan analisa ASME PTC 4.1, dengan persamaan 2.15:

$$\eta = \frac{Q (h_{\text{steam output}} - h_{\text{water input}})}{q \times LHV} \times 100$$

#### 3.4.3. Menghitung Efisiensi Cogeneration

Untuk mendapatkan efisiensi cogeneration, maka harus dihitung terlebih dahulu daya turbin uap dengan persamaan 2.2, laju kalor yang digunakan untuk proses, serta laju kalor boiler dengan persamaan 2.7 :

Daya Turbin:

$$W_T = \dot{m}(h_n - h_{out})$$

Laju Kalor Proses:

$$\Delta H_s = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$$

Laju Kalor Boiler:

$$Q_{in} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$$

Sehingga efisiensi cogeneration dapat dihitung dengan persamaan 2.14:

$$\eta_{co} = \frac{W_T + \Delta H_s}{Q_{in}}$$

#### 3.4.4. Menghitung Efisiensi Siklus

Untuk mendapatkan efisiensi siklus, maka harus dihitung terlebih dahulu daya turbin uap dengan persamaan 2.2, daya pompa dengan persamaan 2.4, serta laju kalor boiler dengan persamaan 2.7:

Daya Turbin:

$$W_T = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$$

Daya Pompa:

$$\dot{W}_P = \dot{m} (h_{out} - h_{in})$$

Laju Kalor Boiler:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} (h_{out} - h_{in})$$

Sehingga efisiensi siklus dapat dihitung dengan persamaan 2.8:

$$\eta = \frac{\Sigma \dot{W}_T / \dot{m} - \Sigma \dot{W}_P / \dot{m}}{\Sigma \dot{Q}_{in} / \dot{m}}$$

### 3.4.5. Menghitung Heat Rate

Heat rate dihitung menggunakan persamaan 2.10:

$$Heat\ rate = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar} \cdot LHV_{bahan\ bakar}}{Daya\ netto}$$



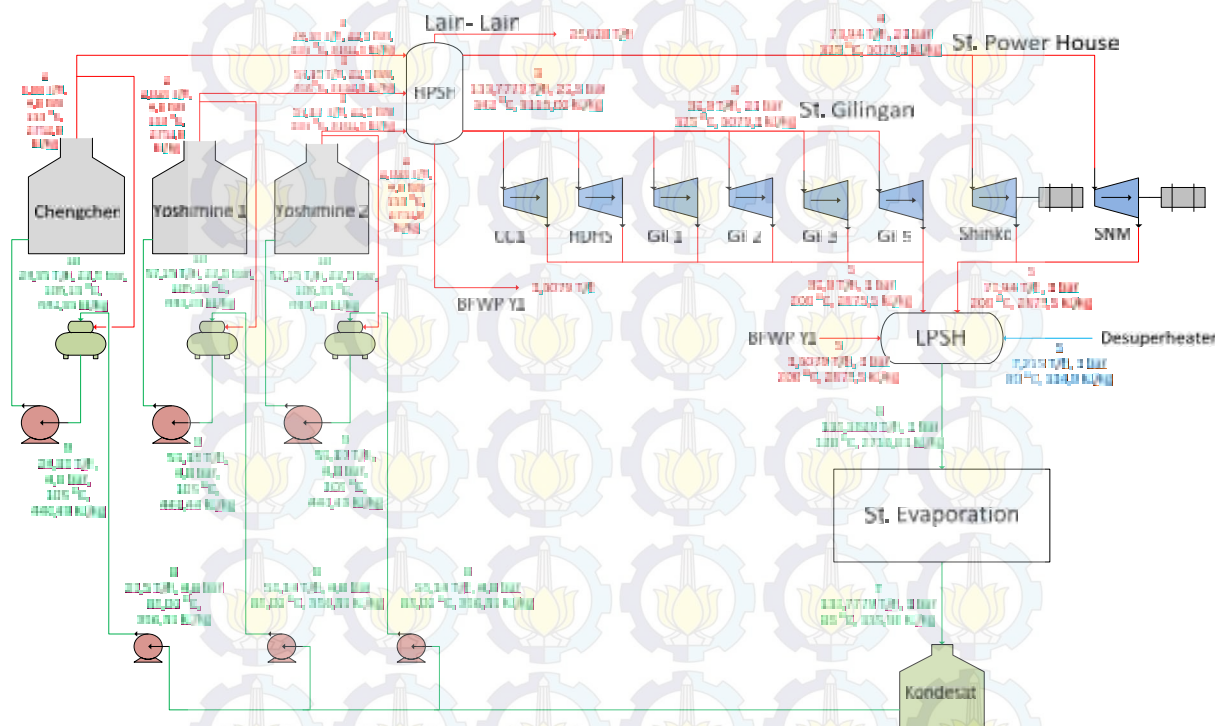


## **BAB 4**

### **HASIL DAN ANALISA**

#### **4.1. Siklus Eksisting *Cogeneration***

Setelah mendapatkan data operasional di lapangan, maka kondisi eksisting dapat dihitung. Data operasional tersebut terdapat pada BAB 3. Berikut adalah siklus eksisting PG Gempolkrep.



Gambar 4. 1. Skema Eksisting Siklus Cogeneration PG Gempolrep

Dan hasil perhitungannya adalah sebagai berikut:

#### 4.1.1. Ketersediaan Bagasse

Tabel 4. 1. Ketersediaan Bagasse

Ketersediaan Bagasse	
Total Tebu yang digiling th 2015	879100 Ton
Kapasitas Giling Pabrik	6000 TCD
Lama Musim Giling	146,5 hari = 5 bulan
Produksi Bagasse	276916,5 Ton
Kebutuhan Bagasse 1 musim	Chengchen = 43838,82 Ton
	Yoshimine 1 = 102870,63 Ton
	Yoshimine 2 = 102902,31 Ton
	Total = 249611,76 Ton
Sisa Bagasse	27304,74 Ton

Tabel di atas merupakan hasil perhitungan dari ketersediaan *bagasse*. Total tebu yang digiling pada musim giling tahun 2015 adalah sebanyak 879100 Ton. kapasitas giling pabrik adalah sebesar 6000 Ton Cane/hari. sehingga lama musim giling 2015 adalah 5 bulan. *bagasse* yang dihasilkan adalah sebanyak 31,5 % dari keseluruhan berat tebu, sehingga dalam musim giling 2015 didapatkan *bagasse* sebanyak 276916,5 Ton. Pada tabel juga menunjukkan bahwa dalam satu musim giling yang lamanya 5 bulan, boiler Chengchen membutuhkan *bagasse* sebanyak 43838,82 Ton, boiler Yoshimine 1 membutuhkan *bagasse* sebanyak 102870,63 Ton, dan boiler Yoshimine 2 membutuhkan *bagasse* sebanyak 102902,31 Ton. Total *bagasse* yang dibutuhkan dalam 1 musim giling adalah sebanyak 249611,76 Ton. Sehingga sisa *bagasse* yang tersedia diakhir musim adalah sebanyak 27304,74 Ton.

#### 4.1.2. Efisiensi Boiler

Kemudian karena telah diketahui produksi uap, kebutuhan bahan bakar dan  $\Delta h$  dari masing-masing boiler, maka



efisiensi boiler dapat dihitung dengan persamaan 2.15. Berikut merupakan tabel perhitungan efisiensi boiler.

Tabel 4. 2. Efisiensi Boiler

	Chengchen	Yoshimine 1	Yoshimine 2
LHV (kJ/kg)	7574,97	7574,97	7574,97
(kg/sec)	6,76	15,88	15,88
(kg/sec)	3,38	7,94	7,94
$\Delta h$ (kJ/kg)	2660,55	2689	2659,62
boiler (%)	70,25	70,99	70,22

Diketahui bahwa kadar air pada bagasse adalah 50 % dan kadar sabutnya adalah 2,1 %. Sehingga LHV dapat dihitung menggunakan persamaan 2.16. Pada PG Gempolkrep untuk menentukan kebutuhan bahan bakar setiap boiler adalah dengan menggunakan perbandingan produksi uap : kebutuhan bahan bakar. Dimana besarnya adalah 2:1. Sehingga dari data produksi uap, didapatkan kebutuhan bahan bakar boiler Chengchen sebesar 3,38 kg/sec, boiler Yoshimine 1 sebesar 7,94 kg/sec, dan boiler Yoshimine 2 sebesar 7,94 kg/sec. Maka didapatkan efisiensi boiler Chengchen adalah sebesar 70,25 %, efisiensi boiler Yoshimine 1 adalah sebesar 70,99 %, dan efisiensi boiler Yoshimine 2 adalah sebesar 70,22 %.

#### 4.1.3. Efisiensi Cogeneration, Efisiensi Siklus, *Heat Rate*

Untuk menghitung efisiensi cogeneration, efisiensi siklus serta *heat rate*., maka perlu dihitung daya pada turbin-turbin uap dan daya pompa baik pompa kondensat, maupun pompa boiler. Daya turbin dihitung menggunakan persamaan 2.2. Sedangkan daya pompa dihitung menggunakan persamaan 2.4. Enthalpi masuk dan keluar turbin, serta laju aliran massanya telah diketahui pada tabel data operasional. Kemudian juga dihitung kalor yang digunakan pada proses St. Evaporasi. Dan terakhir menghitung kalor input pada masing masing boiler. Berikut merupakan tabel hasil perhitungan efisiensi dan *heat rate*.

Tabel 4. 3. Efisiensi dan Heat Rate

Daya Turbin	Turbin Gilingan:
	Cane Cutter 1 = 157,9 kW
	HDHS = 841,21 kW
	Gilingan 1 = 220 kW
	Gilingan 2 = 213,89 kW
	Gilingan 3 = 213,89 kW
	Gilingan 5 = 213,89 kW
Daya Pompa	Total = 1860,8 kW
	Turbin Alternator:
	Shinko = 2113,48 kW
	SNM = 2068,24 kW
	Total = 4181,72 kW
	Pompa Kondensat:
	Chengchen = 2,55 kW
Kalor Proses	Yoshimine 1 = 5,99 kW
	Yoshimine 2 = 5,99 kW
	Total = 14,54 kW
	Pompa Boiler:
	Chengchen = 12,57 kW
	Yoshimine 1 = 29,50 kW
	Yoshimine 2 = 29,51 kW
Kalor Input Boiler	Total = 71,58 kW
	73826,106 kW
	Chengchen = 17999,2942 kW
	Yoshimine 1 = 42688,1849 kW
	Yoshimine 2 = 42234,6693 kW
	Total = 102922,148 kW
	kW

Efisiensi Cogeneration	77,60 %
Efisiensi Siklus	5,78 %
Heat Rate	85633,35 kJ/kWh

Dari tabel dapat dilihat bahwa daya yang dihasilkan turbin adalah sebesar 1860,8 kW pada St. Gilingan dan sebesar 4181,72 kW pada St. *Power House*. Sehingga total daya yang dihasilkan adalah sebesar 6042,15 kW. Kemudian daya yang dibutuhkan untuk ketiga pompa kondensat adalah sebesar 14,54 kW dan daya yang dibutuhkan untuk ketiga pompa boiler adalah sebesar 71,58 kW. Sehingga total daya yang dibutuhkan adalah sebesar 86,12 kW. Pada proses di St. Evaporasi, karena kondensat yang masuk akan ditambahkan kondensat dari hasil penguapan nira, maka jumlah kondensat yang masuk dan keluar tidaklah sama. Maka kalor yang dibutuhkan untuk proses St. Evaporasi adalah sebesar 73826,106 kW. Kemudian dari hasil perhitungan dengan persamaan 2.14 maka akan didapatkan efisiensi *cogeneration* sebesar 77,8 %. Dari persamaan 2.8 akan didapatkan efisiensi siklus sebesar 5,78 %. Dan dari persamaan 2.10 didapatkan *heat rate* sebesar 85633,35 kJ/kWh.

#### 4.1.3. Pembahasan

Pada perhitungan dapat dilihat bahwa bahan bakar yang berupa ampas tebu, hanya cukup untuk plant berjalan selama musim giling saja (5 bulan). Sisa ampas tebu pada akhir musim giling hanya tersisa 27304,74 Ton. Sedangkan kebutuhan ampas tebu total bila plant berjalan 10 bulan adalah 499223,52 Ton. Daya yang dihasilkan Turbin Alternator adalah sebesar 4,18 MW hanya cukup untuk memenuhi kebutuhan listrik pabrik.

Efisiensi boiler pada siklus eksisting ini adalah 70% pada semua boiler. Ini menandakan konsumsi bahan bakar pada aboiler cukup tinggi.

Heat rate yang dihasilkan pada siklus eksisting sebesar 85633,35 kJ/kWh. Kemudian efisiensi siklus eksisting sebesar 5,78%. Efisiensi yang rendah diakibatkan karena *cogeneration plant* ini dikhususkan untuk proses produksi gula. Daya turbin



yang ada, baik gilingan maupun alternator hanyalah digunakan untuk kebutuhan proses. Karena itu nilainya tidaklah sebanding dengan kalor input pada boiler. Maka digunakanlah perhitungan efisiensi *cogeneration plant*. Dimana perhitungan tersebut menyatakan perbandingan antara daya yang dihasilkan turbin serta kalor yang digunakan pada proses dibanding dengan kalor input pada boiler. Efisiensi *cogeneration* kondisi eksisting ini adalah 77,6%.

#### **4.2. Rekomendasi**

Karena dari kondisi eksisting tidak memungkinkan untuk mengekspor listriknya keluar pabrik, serta bahan bakar bagasse yang tidak mencukupi apabila pabrik berjalan selama 10 bulan, maka perlu adanya penambahan *equipment* serta modifikasi dari plant yang sudah tersedia. Agar pabrik gula dapat mengekspor listrik selama 10 bulan. Beberapa metode tersebut adalah:

##### **4.2.1. Siklus *Cogeneration Regenerative***

Siklus ini dibangun dengan mengganti boiler menjadi satu buah bertipe CFB. Dipakainya tipe ini adalah karena sifatnya yang dapat *me-recycle* bahan bakar yang tidak terbakar dengan sempurna untuk dibakar lagi dalam boiler. Untuk meningkatkan efisiensi, mendapatkan kualitas uap yang lebih baik dan mengurangi polutan.

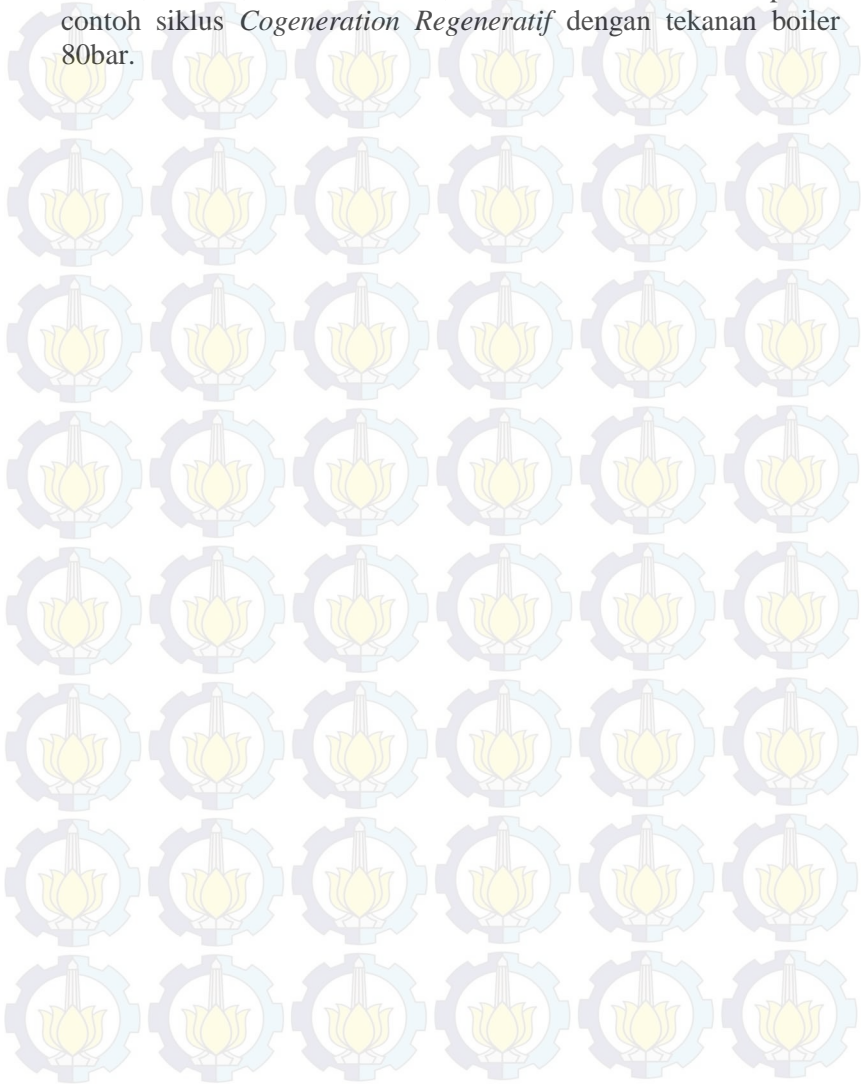
Kemudian siklus ini juga menambahkan satu buah turbin utama yang bertujuan untuk menghasilkan listrik agar bisa diekspor keluar pabrik.

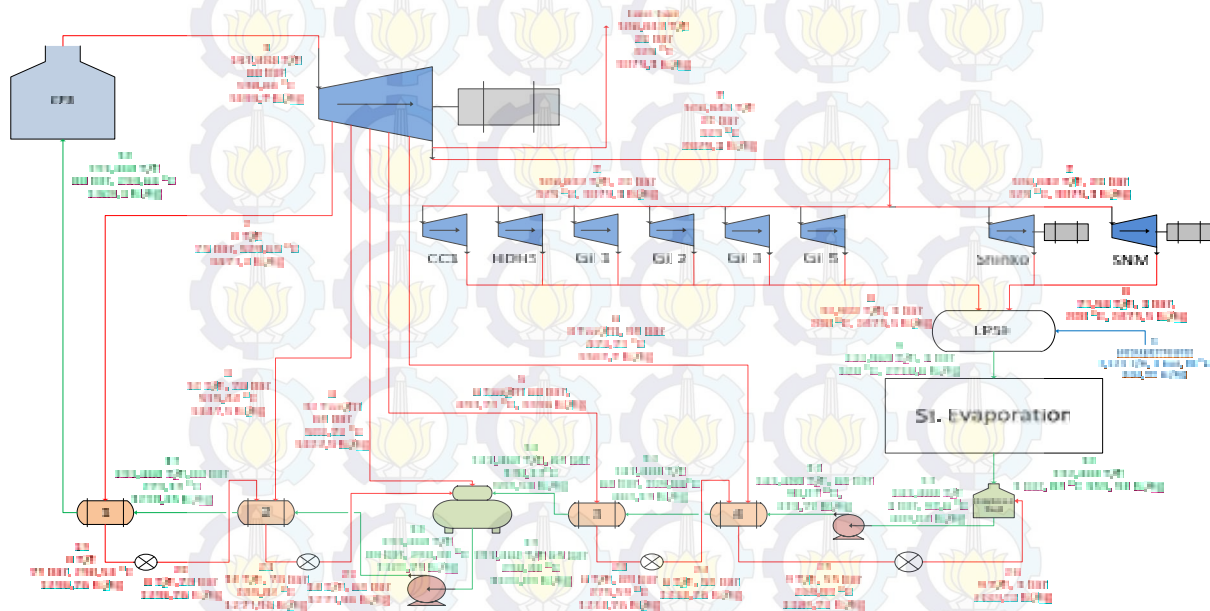
Pada siklus ini juga menambahkan 2 buah *open feedwater heater* serta 4 buah *closed feedwater heater* agar temperatur kondensat masuk boiler menjadi lebih tinggi. Dengan harapan energi yang dibutuhkan untuk menguapkan kondensat menjadi berkurang.

Dengan penambahan *equipment-equipment* tersebut, siklus ini diharapkan dapat mengekspor listriknya keluar pabrik serta dapat berjalan baik saat musim giling maupun saat tutup giling. Namun pada siklus ini tetap menjaga kondisi eksisting dari proses pembuatan gula.

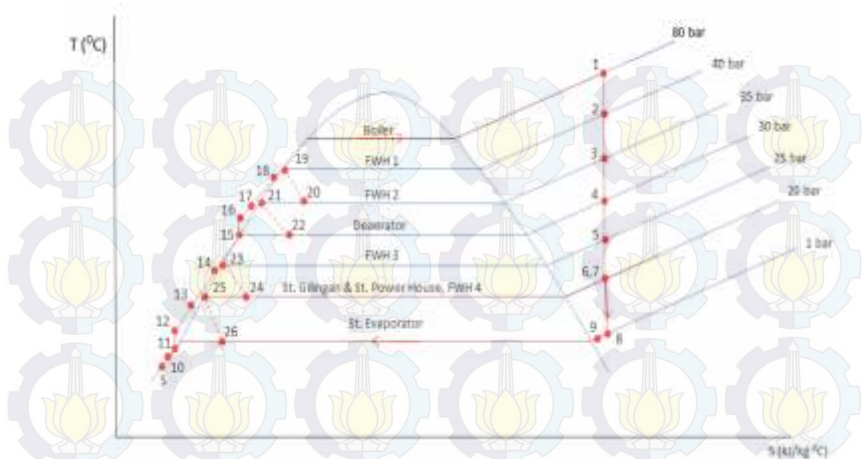


Pada penelitian ini dibuat 5 variasi tekanan boiler, yaitu 40 bar, 50 bar, 60 bar, 70 bar, 80 bar. Berikut ini merupakan contoh siklus *Cogeneration Regeneratif* dengan tekanan boiler 80bar.





**Gambar 4. 2.** Skema *Cogeneration Regenerative PG* Gempolkrep



**Gambar 4. 3.** T-s Diagram Siklus Cogeneration Regeneratif PG Gempolkrep

Variasi tekanan boiler dilakukan dengan menaikkan tekanan dari tekanan turbin kondisi eksisting. Yaitu pada tekanan 20 bar dan temperatur 325 °C. Kemudian tekanan dinaikkan pada entropi (s) yang sama yaitu 6,84 kJ/kg.K. Berikut merupakan data dari kelima variasi tekanan boiler. Data untuk Turbin Gilingan, Turbin Alternator, LPSH dan Proses, adalah sama dengan kondisi eksisting

**Tabel 4. 4.** Data Siklus Cogeneration Regeneratif

$P_{\text{boiler}}$	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
$T (^{\circ}\text{C})$	423,9	459,16	489,2	515,46	538,86
$h \text{ (kJ/kg)}$	3268,9	3337,4	3396	3447,5	3493,7
$\dot{m} \text{ (kg/sec)}$	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19
<b>Ekstraksi</b>					
<b>FWH 1</b>					
$P \text{ (bar abs)}$	40	40	55	65	75
$T (^{\circ}\text{C})$	423,9	423,9	474,73	502,74	527,48

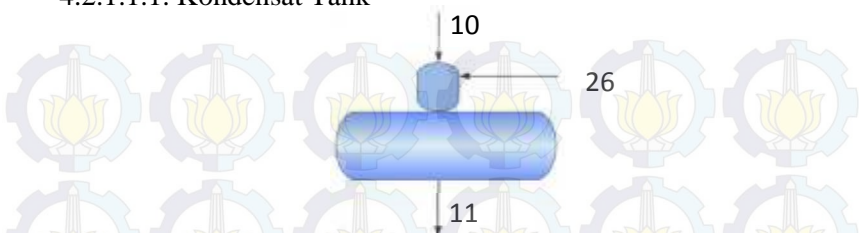
h (kJ/kg)	3268,9	3268,9	3367,7	3422,5	3471,2
(kg/sec)	2,22	2,22	2,22	2,22	2,22
FWH 2					
P (bar abs)	35	35	50	60	70
T (°C)	403,59	403,59	459,16	489,2	515,46
h (kJ/kg)	3229,7	3229,7	3337,4	3396	3447,5
(kg/sec)	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
Deaerator					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	380,87	380,87	442,31	474,73	502,74
h (kJ/kg)	3185,9	3185,9	3304,6	3367,7	3422,5
(kg/sec)	8,89	8,89	8,89	8,89	8,89
FWH 3					
P (bar abs)	25	25	40	50	60
T (°C)	349,36	349,36	423,9	459,16	489,2
h (kJ/kg)	3136,3	3136,3	3268,9	3337,4	3396
(kg/sec)	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
FWH 4					
P (bar abs)	20	20	35	45	55
T (°C)	324,82	324,82	403,59	442,31	474,73
h (kJ/kg)	3079,7	3079,7	3229,7	3304,6	3367,7
(kg/sec)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83

#### 4.2.1.1. Perhitungan

Kemudian dilakukan perhitungan pada semua feedwater heater untuk mengetahui enthalpi masuk boiler.



#### 4.2.1.1.1. Kondensat Tank



**Gambar 4. 4.** Kondensat Tank

Dari *St. Evaporator*, kondensat akan dimasukkan ke kondensat tank, kemudian akan dipanaskan dengan mencampurkan kondensat dari tingkat keadaan 26. Sehingga keluar pada tingkat keadaan 11, dimana suhunya telah meningkat. Setelah itu kondensat akan dipompakan ke tekanan deaerator melalui pompa deaerator. Dengan menggunakan kesetimbangan massa dan energi, tingkat keadaan 11 dapat dihitung.

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$\dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{26} \cdot h_{26} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$$

Berikut merupakan tabel hasil perhitungan Kondensat Tank.

Tabel 4. 5. Hasil Perhitungan Kondensat Tank

$P_{\text{boiler}}$	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Inlet :					
State 10					
P (bar abs)	1	1	1	1	1
T (°C)	85	85	85	85	85
h (kJ/kg)	355,98	355,98	355,98	355,98	355,98
$\dot{m}$ (kg/sec)	36,79	36,79	36,79	36,79	36,79
State 26					
P (bar abs)	1	1	1	1	1

T (°C)	99,61	99,61	99,61	99,61	99,61
h (kJ/kg)	908,79	908,79	1049,8	1127,44	1189,72
ṁ (kg/sec)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Outlet:					
State 11					
P (bar abs)	1	1	1	1	1
T (°C)	93,37	93,37	95,49	96,67	97,6
h (kJ/kg)	391,15	391,15	400,12	405,06	409,02
ṁ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29

#### 4.2.1.1.2. Pompa Kondensat



**Gambar 4. 5.** Pompa Kondensat

Kondensat masuk dalam pompa pada tingkat keadaan 11, kemudian akan dipompakan ke tekanan deaerator pada tingkat keadaan 12. Untuk mengetahui enthalpi keluar pompa, maka digunakan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_P}{\dot{m}} = v_{11}(P_{12} - P_{11})$$

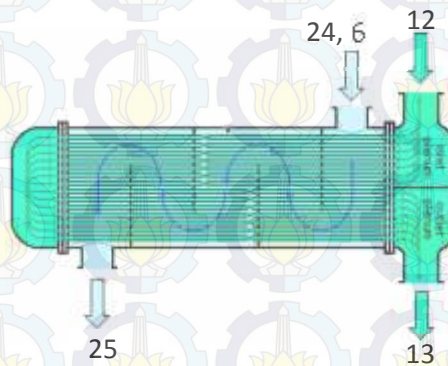
$$h_{12} - h_{11} = v_{11}(P_{12} - P_{11})$$

Berikut merupakan hasil perhitungan pompa kondensat.

Tabel 4. 6. Hasil Perhitungan Pompa Kodensat

$P_{\text{boiler}}$	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Inlet:					
State 11					
P (bar abs)	1	1	1	1	1
T (°C)	93,37	93,37	95,49	96,67	97,6
h (kJ/kg)	391,15	391,15	400,12	405,06	409,02
$\dot{m}$ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
Outlet:					
State 12					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	93,56	93,56	95,81	97,04	98,07
h (kJ/kg)	394,27	394,27	404,79	410,78	415,78
$\dot{m}$ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29

## 4.2.1.1.3. FWH 4



Gambar 4. 6. Closed Feedwater Heater 4

Kondensat keluar pompa kemudian akan masuk ke FWH 4 dari sisi tube. Kondensat akan dinaikkan temperaturnya dengan uap yang masuk pada tingkat keadaan 24 dan 6 melalui sisi shell. Kondensat akan keluar pada sisi tube pada tingkat keadaan 13. Sedangkan steam akan keluar pada tingkat keadaan 25 pada sisi shell dalam kondisi saturated liquid. Sehingga tingkat keadaan 13 dapat diketahui dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan energi.

$$Q_{liquid} = Q_{steam}$$

$$\dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12}$$

$$= (\dot{m}_{24} \cdot h_{24} + \dot{m}_6 \cdot h_6) - \dot{m}_{25} \cdot h_{25}$$

Berikut merupakan tabel hasil perhitungan FWH 4.

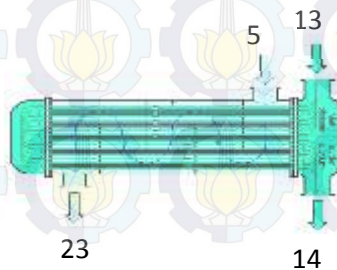
Tabel 4. 7. Hasil Perhitungan FWH 4

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Tube:					
State 12 (in)					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	93,56	93,56	95,81	97,06	98,07
h (kJ/kg)	416,03	394,27	404,79	410,78	415,78
kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
State 13 (out)					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	105,03	105,03	107,17	108,3	109,33
h (kJ/kg)	442,55	442,55	452,62	458,08	463,19
kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
Shell:					



State 6 (in)					
P (bar abs)	20	20	35	45	55
T (°C)	324,82	324,82	403,59	442,31	474,73
h (kJ/kg)	3079,7	3079,7	3229,7	3304,6	3367,7
$\dot{m}$ (kg/sec)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
State 24 (in)					
P (bar abs)	20	20	35	45	55
T (°C)	212,38	212,38	242,56	257,44	269,97
h (kJ/kg)	962,11	962,11	1087,3	1154,2	1218,76
$\dot{m}$ (kg/sec)	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
State 25 (out)					
P (bar abs)	20	20	35	45	55
T (°C)	212,4	212,4	242,6	257,5	269,97
h (kJ/kg)	908,79	908,79	1049,8	1127,44	1189,72
$\dot{m}$ (kg/sec)	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5

#### 4.2.1.1.4. FWH 3



**Gambar 4. 7.** Closed Feedwater Heater 3

Selanjutnya kondensat akan memasuki FWH 3 dimana kondensat akan dipanaskan lagi dengan bled steam dari main turbin. Kondensat tetap berada pada sisi tube sedangkan bled steam berada pada sisi shell. Bled steam akan keluar FWH pada tingkat keadaan 23 dengan kondisi saturated liquid tingkat keadaan 14 dapat dihitung dengan kesetimbangan massa dan energi.

$$Q_{liquid} = Q_{steam}$$

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_{23} \cdot h_{23}$$

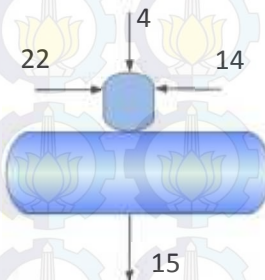
Berikut merupakan tabel hasil perhitungan FWH 3.

Tabel 4. 8. Hasil Perhitungan FWH 3

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Tube:					
State 13 (in)					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	105,03	105,03	107,17	108,3	109,33
h (kJ/kg)	442,55	442,55	452,62	458,08	463,19
$\dot{m}$ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
State 14 (out)					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	126,82	126,82	129,03	130,18	131,16
h (kJ/kg)	534,78	534,78	545,14	550,68	555,54
$\dot{m}$ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
Shell:					

State 5 (in)					
P (bar abs)	25	25	40	50	60
T (°C)	349,36	349,36	423,9	459,16	489,2
h (kJ/kg)	3136,3	3136,3	3268,9	3337,4	3396
$\dot{m}$ (kg/sec)	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
State 23 (out)					
P (bar abs)	25	25	40	50	60
T (°C)	224	224	250,4	264	275,59
h (kJ/kg)	962,11	962,11	1087,3	1154,2	1218,76
$\dot{m}$ (kg/sec)	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67

#### 4.2.1.1.5. Deaerator



**Gambar 4. 8. Deaerator**

Kemudian kondensat masuk kedalam deaerator. Disini terjadi pencampuran antara steam dan kondensat. Untuk menaikkan temperatur kondensat. Sisi inlet akan dimasuki bled steam dari turbin utama pada tingkat keadaan 4, sedangkan kondensat pada tingkat keadaan 14 dan 22. Kondensat yang temperturnya telah naik akan keluar dari sisi outlet pada tingkat

keadaan 15. Keluar deaerator, kondensat akan dipompakan menuju tekanan boiler. Tingkat keadaan 15 dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan massa dan energi.

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$\dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_{22} \cdot h_{22} = \dot{m}_{15} \cdot h_{15}$$

Berikut merupakan tabel perhitungan Deaerator.

Tabel 4. 9. Hasil Perhitungan Deaerator

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Inlet:					
State 14					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	126,82	126,82	129,03	130,18	131,16
h (kJ/kg)	534,78	534,78	545,14	550,68	555,54
$\dot{m}$ (kg/sec)	39,29	39,29	39,29	39,29	39,29
State 4					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	380,87	380,87	442,31	474,73	502,74
h (kJ/kg)	3185,9	3185,9	3304,6	3367,7	3422,5
$\dot{m}$ (kg/sec)	8,89	8,89	8,89	8,89	8,89
State 22					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	233,86	233,86	257,44	269,97	280,86
h (kJ/kg)	1049,8	1049,8	1154,2	1213,4	1271,96
$\dot{m}$ (kg/sec)	5	5	5	5	5



(kg/sec)	Outlet:				
State 15					
P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	235,68	235,68	245,43	263,91	253,37
h (kJ/kg)	1026,26	1026,26	1063,59	1154,2	1102,05
(kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19

#### 4.2.1.1.6. Boiler Feed Pump



**Gambar 4. 9. Boiler Feed Pump**

Kondensat masuk dalam pompa pada tingkat keadaan 15, kemudian akan dipompakan ke tekanan boiler pada tingkat keadaan 16. Untuk mengetahui enthalpi keluar pompa, maka digunakan persamaan:

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = v_{15}(P_{16} - P_{15})$$

$$h_{16} - h_{15} = v_{15}(P_{16} - P_{15})$$

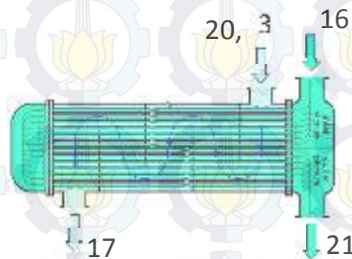
Berikut merupakan tabel hasil perhitungan boiler feed pump

**Tabel 4. 10. Hasil Perhitungan Boiler Feed Pump**

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Inlet:					
State 15					

P (bar abs)	30	30	45	55	65
T (°C)	235,68	235,68	245,43	263,91	253,37
h (kJ/kg)	1026,26	1026,26	1063,59	1154,2	1102,05
$\dot{m}$ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19
Outlet:					
State 16					
P (bar abs)	40	50	60	70	80
T (°C)	239,75	239,73	247	251,19	253,75
h (kJ/kg)	1036,42	1036,42	1071,21	1091,41	1103,79
$\dot{m}$ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19

#### 4.2.1.1.7. FWH 2



**Gambar 4. 10.** Closed Feedwater Heater 2

Setelah dipompakan ke tekanan boiler, kondensat kemudian akan memasuki FWH 2 pada tingkat keadaan 16. Kondensat masuk melalui sisi tube akan dipanaskan dengan bled stem dari turbin utama pada tingkat keadaan 3 dan juga kondensat dari FWH 1 pada tingkat keadaan 20 yang akan masuk melalui sisi shell. Campuran tersebut akan keluar dari sisi shell pada

tingkat keadaan 21 pada kondisi saturated liquid. Tingkat keadaan 17 dapat dihitung dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan energi.

$$\begin{aligned} Q_{liquid} &= Q_{steam} \\ \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \\ &= (\dot{m}_{20} \cdot h_{20} + \dot{m}_3 \cdot h_3) - \dot{m}_{21} \cdot h_{21} \end{aligned}$$

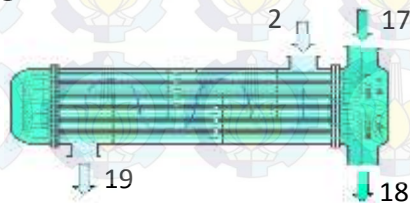
Berikut merupakan tabel hasil perhitungan FWH 2.

Tabel 4. 11. Hasil Perhitungan FWH 2

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Tube:					
State 16 (in)					
P (bar abs)	40	50	60	70	80
T (°C)	239,75	239,73	247	251,19	253,75
h (kJ/kg)	1036,42	1036,42	1071,21	1091,41	1103,79
$\dot{m}$ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19
State 17 (out)					
P (bar abs)	40	50	60	70	80
T (°C)	251,83	263,42	270,36	274,33	275,98
h (kJ/kg)	1146,78	1151,84	1186,72	1206,75	1214,85
$\dot{m}$ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19
Shell:					
State 20 (in)					

P (bar abs)	35	35	50	60	70
T (°C)	242,56	242,56	263,94	275,59	285,83
h (kJ/kg)	1087,3	1087,3	1189,72	1245,56	1296,76
G (kg/sec)	2,22	2,22	2,22	2,22	2,22
State 3 (in)					
P (bar abs)	35	35	50	60	70
T (°C)	403,59	403,59	459,16	489,2	515,46
h (kJ/kg)	3229,7	3229,7	3337,4	3396	3447,5
G (kg/sec)	2,78	2,78	2,78	2,78	2,78
State 21 (out)					
P (bar abs)	35	35	50	60	70
T (°C)	242,56	242,56	263,88	275,52	285,83
h (kJ/kg)	1049,8	1049,8	1154,2	1213,4	1271,96
G (kg/sec)	5	5	5	5	5

4.2.1.1.8. FWH 1



Gambar 4. 11. Closed Feedwater Heater 1



Pada feedwater heater terakhir, kondensat akan masuk dari sisi tube pada tingkat keadaan 17, kemudian akan dipanaskan dengan bled steam dari main turbin pada tingkat keadaan 2. Yang kemudian akan keluar melalui sisi shell pada tingkat keadaan 19 dalam kondisi saturated liquid. Tingkat keadaan 18 dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan massa dan energi.

$$Q_{liquid} = Q_{steam}$$

$$\dot{m}_{18} \cdot h_{18} - \dot{m}_{17} \cdot h_{17} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_{19} \cdot h_{19}$$

Hasil perhitungan dari feedwater-feedwater tersebut dapat dilihat pada tabel berikut ini.

Tabel 4. 12. Hasil Perhitungan FWH 1

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Tube:					
State 17 (in)					
P (bar abs)	40	50	60	70	80
T (°C)	251,83	263,42	270,36	274,33	275,98
h (kJ/kg)	1146,78	1151,84	1186,72	1206,75	1214,85
ṁ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19
State 18 (out)					
P (bar abs)	40	50	60	70	80
T (°C)	251,83	251,83	276,67	286,79	293,64
h (kJ/kg)	1237,93	1242,99	1277,72	1297,70	1309,30
ṁ (kg/sec)	53,19	53,19	53,19	53,19	53,19

Shell:					
State 2 (in)					
P (bar abs)	40	40	55	65	75
T (°C)	423,9	423,9	474,73	502,74	527,48
h (kJ/kg)	3268,9	3268,9	3367,7	3422,5	3471,2
$\dot{m}$ (kg/sec)	2,22	2,22	2,22	2,22	2,22
State 19 (out)					
P (bar abs)	40	40	55	65	75
T (°C)	250,33	250,33	269,97	280,86	290,54
h (kJ/kg)	1087,3	1087,3	1189,72	1245,56	1296,76
$\dot{m}$ (kg/sec)	2,22	2,22	2,22	2,22	2,22

Kemudian setelah didapat enthalpi masuk boiler, dihitung daya yang dihasilkan serta ketersediaan bagasse dari masing masing varian. Daya yang dihasilkan dihitung dengan persamaan 2.2. Kemudian kebutuhan bahan bakar dihitung dengan persamaan 2.15. Juga dihitung efisiensi *cogeneration* dengan persamaan 2.14, efisiensi siklus dengan persamaan 2.8, serta heat rate dari plant dengan menggunakan persamaan 2.10. Daya yang dihasilkan oleh St. Gilingan dan St. Power House pada semua varian adalah sama dengan kondisi eksisting yaitu 1860,68 kW dan 4181,72 kW. Efisiensi boiler CFB ini diasumsikan 90 % dan LHV bagasse adalah 7574,97 kJ/kg. Hasil dari perhitungan-perhitungan tersebut disajikan dalam tabel berikut.

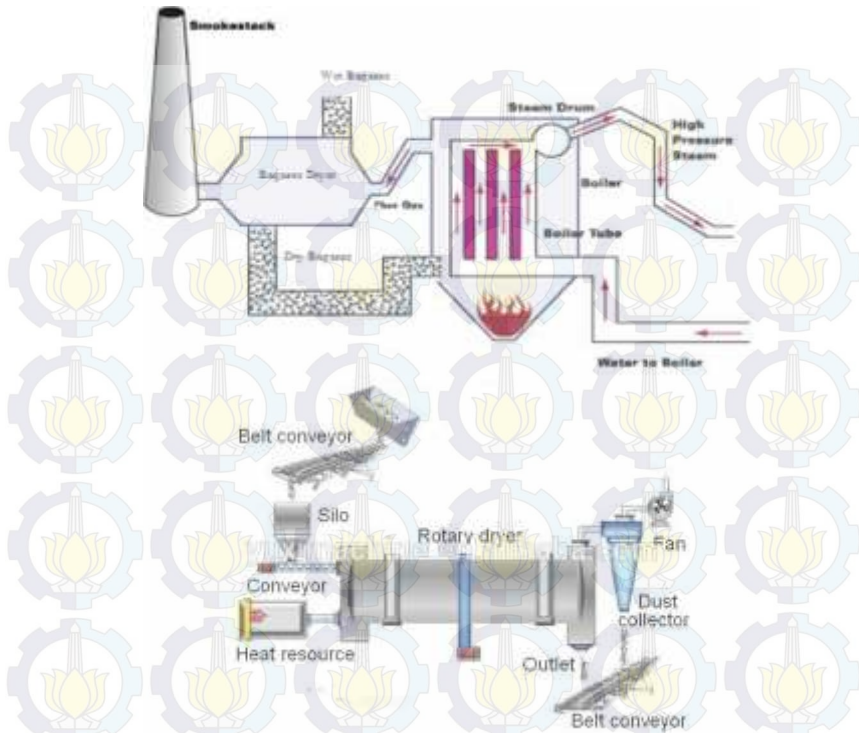
Tabel 4. 13. Hasil Perhitungan Siklus Cogeneration Regeneratif

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
P <sub>Turbin Utama</sub> (kW)	8205,92	11849,96	13045,97	14762,99	16331,53
$\dot{m}$ (kg/sec)	15,84	16,34	16,53	16,77	17,04
$\Delta h$ (kJ/kg)	41068,50	42351,24	42834,02	43471,29	44171,01
Efficiency Cogeneration	80,69 %	81,50 %	81,65 %	81,95 %	82 %
Efficiency cycle	11,37 %	13,97 %	14,61 %	15,77 %	17,45 %
Heat Rate (kJ/kWh)	31184,17	25860,97	24360,42	22668,88	21108,26
Bagasse Tersedia (Ton)	276916,5	276916,5	276916,5	276916,5	276916,5
Dapat Beroperasi (Bulan)	6,74	6,54	6,46	6,37	6,27

Dapat dilihat dari tabel diatas daya yang dihasilkan turbin utama dapat mencapai 16331,53 kW pada variasi tekanan boiler 80 bar. Pada semua variasi tekanan boiler, Efisiensi Cogeneration pada siklus ini lebih tinggi dan Heat rate nya lebih rendah dibandingkan dengan siklus eksisting. Pada persamaan 2.15 dapat diketahui bila tekanan boiler diturunkan, maka nilai  $\Delta h$  akan turun pula. Dan bila itu terjadi, maka massa bahan bakar akan berkurang. Sehingga plant dapat beroperasi lebih lama. Namun meskipun tekanan boiler diturunkan hingga 40 bar, lama operasi plant hanya sanggup mencapai 6,74 bulan dengan bahan bakar yang tersedia.

#### 4.2.2. Pengering Bagasse

Dari perhitungan siklus Cogeneration Regeneratif diatas, maka dapat diketahui bila menerapkan siklus Cogeneration Regeneratif saja bahan bakar yang tersedia tidak dapat mencukupi kebutuhan running selama 10 bulan. Maka perlu dilakukan alternatif lainnya yaitu dengan menggunakan pengering bagasse.



**Gambar 4. 12.** Skema Pengering Bagasse (kiri), Konfigurasi Pengering Bagasse Tipe Rotary (kanan).

Pengering bagasse merupakan alat untuk mengurangi kadar air dalam bagasse dengan memanfaatkan panas dari flue gas boiler. Hal ini akan berdampak pada kenaikan LHV pada bagasse. Penurunan 1% kadar air pada bagasse, akan menaikkan LHV sebesar 196 kJ/kg (Sankalp Shrivastav, 2013). Bila melihat pada persamaan 2.15,

$$\eta = \frac{\dot{m}_{uap} (h_{steam\ output} - h_{water\ input})}{\dot{m}_{bb} \times LHV} \times 100$$

Dapat diketahui bila  $\eta$ ,  $\dot{m}_{uap}$ ,  $(h_{steam\ output} - h_{water\ input})$ , bernilai tetap, dan nilai LHV naik, maka nilai  $\dot{m}_{bb}$  akan turun. Karena



itulah tujuan dari pengaplikasian pengering bagasse ini adalah untuk mengurangi konsumsi bahan bakar pada boiler.

. Tipe pengering bagasse yang direkomendasikan adalah tipe *Rotary Drum Dryer*. Dipilihnya tipe ini karena:

- Kapasitas pengeringan besar
- Daya listrik yang dibutuhkan untuk pengoperasian kecil
- Rentang ukuran material yang dapat dikeringkan luas
- Dapat menerima *flue gas* bertemperatur tinggi ( $232^{\circ}\text{C} - 427^{\circ}\text{C}$ )
- Biaya pengoperasian dan maintenance rendah

Telah diketahui bahwa Air fuel ratio dari bagasse adalah 1:7 sehingga dapat diketahui aliran massa dari *flue gas*. Temperatur yang diambil dari stack adalah  $130^{\circ}\text{C}$ . Berikut merupakan data *flue gas* dan *bagasse*.

Tabel 4. 14. Properties Flue Gas

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
T <sub>in</sub> (K)	523	523	523	523	523
T <sub>out</sub> (K)	393	393	393	393	393
C <sub>p</sub> (kJ/kg.K)	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
Flow Mass (kg/sec)	126,75	130,71	132,20	134,17	136,33

Tabel 4. 15. Properties Bagasse

P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
Flow Mass (kg/sec)	15,84	16,34	16,53	16,77	17,04
h <sub>fg</sub> @ 1 atm (kJ/kg)	2258	2258	2258	2258	2258

LHV (kJ/kg)	7574,97	7574,97	7574,97	7574,97	7574,97
----------------	---------	---------	---------	---------	---------

Dengan data tersebut, maka massa air yang diuapkan dapat dihitung dengan persamaan kesetimbangan massa dan energi.

$$Q_{fg} = Q_{dg}$$

$$\dot{m}_{fg} \cdot C_{pfg} \cdot \Delta T_{fg} = \dot{m}_{\text{water vaporized}} \cdot h_{fg}$$

Kemudian dapat dihitung kadar air yang teruapkan dengan persamaan:

$$\% \text{ air teruapkan} = \frac{\dot{m}_{\text{water vaporized}}}{\dot{m}_{\text{bagasse}}} \times 100\%$$

Sehingga nilai LHV bagasse yang telah keringkan adalah:

$$LHV_{\text{dry}} = LHV + (\% \text{ air teruapkan} \times 19)$$

Selanjutnya nilai dari  $LHV_{\text{dry}}$  tersebut didiaplikasikan ke siklus *Cogeneration Regeneratif* dengan menggunakan persamaan 2.15. Agar dapat dilihat berapa lama plant dapat beroperasi bila pengering *bagasse* diaplikasikan. Efisiensi boiler disini tetap diasumsikan sebesar 90 %. Hasil perhitungan ditabelkan sebagai berikut

Tabel 4. 16. Tabel Hasil Perhitungan Bagasse Dryer

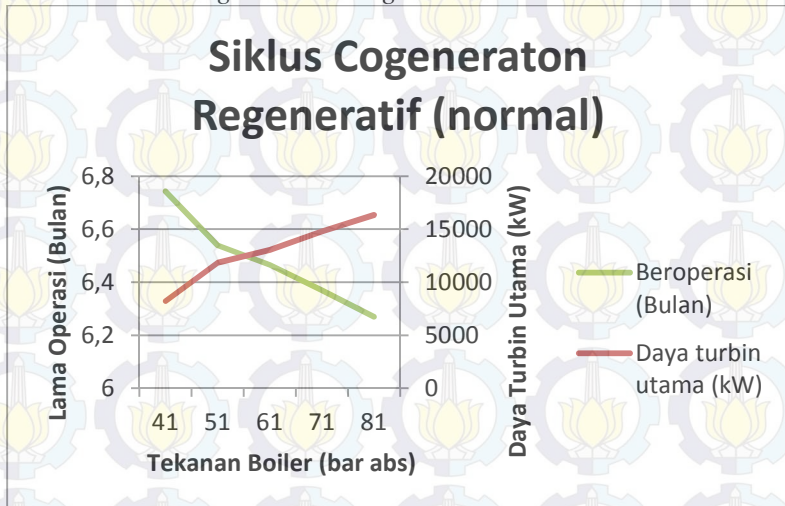
P <sub>boiler</sub>	40 bar	50 bar	60 bar	70 bar	80 bar
P <sub>boiler</sub> (kg/sec)	1,54	1,51	1,75	1,76	1,80
% air teruapkan	10,59	10,59	10,59	10,59	10,59
LHV <sub>dry</sub> (kJ/kg)	9651,29	9651,29	9651,29	9651,29	9651,29
Q <sub>boiler</sub> (kJ/sec)	12,44	12,82	12,92	13,08	13,38
Q <sub>boiler</sub> (ton/month)	32233,2	33240,0	33498,0	33917,6	34668,3
Q <sub>boiler</sub> (ton/month)	9	7	5		5

Bagasse Tersedia (Ton)	276916,5	276916,5	276916,5	276916,5	276916,5
Lama Beroperasi (Bulan)	8,59	8,33	8,27	8,16	7,99

Dari tabel dapat terlihat dengan mengeringkan bagasse maka sebanyak 10,59 % massa air teruapkan dari bagasse. Sehingga LHV bagasse akan naik. Hal ini membuat konsumsi bahan bakar menurun seperti yang dijelaskan pada penggunaan persamaan 2.15 di atas. Namun walau nilai kalor bagasse telah naik, tetap belum bisa membuat plant berjalan selama 10 bulan.

#### 4.2.3. Pembahasan

##### 4.2.3.1. Siklus *Cogeneration Regenerative*



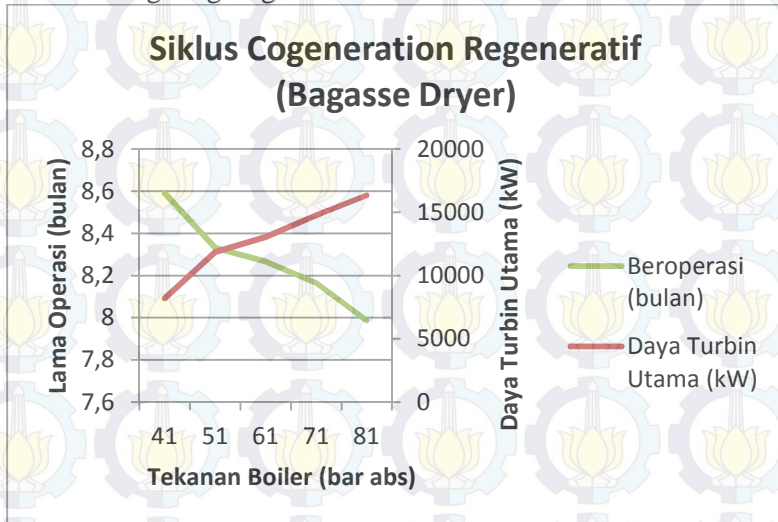
**Gambar 4. 13.** Grafik Tekanan Boiler vs Daya Turbin dan Lama Operasi

Pada grafik ini menunjukkan bahwa apabila tekanan boiler semakin naik, maka daya turbin utama juga akan semakin

meningkat. Pada saat tekanan boiler 40 bar, daya turbin utama adalah 8205,92 kW dan semakin meningkat hingga pada saat tekanan boiler 80 bar, daya turbin utamanya adalah 16331,53 kW. Hal ini diakibatkan enthalpi keluar boiler semakin naik seiring bertambahnya tekanan boiler sehingga daya keluar turbin akan meningkat.

Kemudian lama operasi plant akan berkurang seiring dengan naiknya tekanan boiler. Seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.15 bahwa apabila tekanan boiler naik maka selisih entalpi keluar dan masuk boiler juga akan naik, hal ini mengakibatkan laju alir massa bahan bakar semakin besar. Sehingga bila hal tersebut terjadi, maka bahan bakar yang tersedia akan cepat habis. Akibatnya durasi operasional *plant* akan bertambah pendek.

#### 4.2.3.2. Pengering Bagasse



**Gambar 4. 14.** Grafik Siklus Cogeneration Regeneratif Dengan Pengering Bagasse

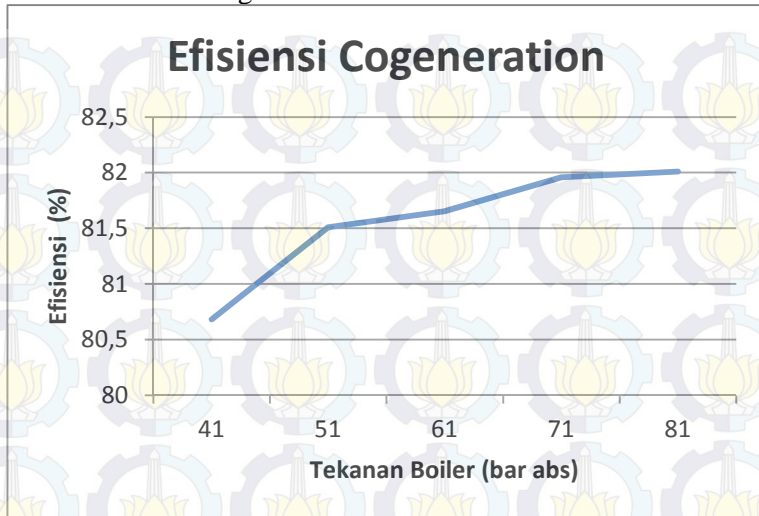
Dari grafik diatas dapat diihat bahwa dengan penambahan pengering bagase dapat memperpanjang durasi



operasi dari sistem *cogeneration regenerative* dari rata-rata 6 bulan menjadi rata-rata 8 bulan. Dengan dilakukan pengeringan *bagasse*, maka LHV dari *bagasse* naik dari 7574,97 kJ/kg menjadi 9651,29 kJ/kg. Pada variasi tekanan boiler 40 bar, plant dapat beroperasi 8,59 bulan. Lama operasi berkurang seiring naiknya tekanan boiler. Hingga pada variasi tekanan boiler 80 bar lama operasi menjadi 7,99 bulan. Hal ini diakibatkan karena naiknya LHV dari *bagasse*. Seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.15, apabila LHV meningkat maka laju alir massa bahan bakar akan menurun. Sehingga pengaruhnya terhadap bahan bakar yang tersedia akan lebih lama habis. Akibatnya durasi operasional *plant* menjadi lebih panjang.

Dari grafik juga dapat dilihat bahwa peningkatan daya yang dihasilkan turbin utama terhadap kenaikan tekanan boiler sama dengan sebelum diaplikasikannya pengering *bagasse*. Hal ini dikarenakan kenaikan selisih entalpi keluar dan masuk boiler setiap variasi tekanan boiler adalah sama dengan sebelum diaplikasikannya pengering *bagasse*. Sehingga hal yang dipengaruhi dari penggunaan pengering *bagasse* ini hanya durasi operasional *plant* saja.

#### 4.2.3.3. Efisiensi Cogeneration



**Gambar 4. 15.** Grafik Efisiensi Cogeneration

Dari grafik di atas dapat terlihat efisiensi cogeneration dari siklus mengalami peningkatan dari variasi tekanan boiler 40 bar sebesar 80,69 % hingga pada tekanan 80 bar efisiensi cogeneration mencapai 82 %.

Efisiensi cogeneration siklus paling tinggi pada variasi tekanan boiler 80 bar. Karena dengan meningkatnya tekanan boiler, maka akan meningkat pula kalor input boiler serta daya turbin utama.

Namun dalam kasus ini peningkatan daya turbin utama yang terjadi lebih besar daripada peningkatan kalor input boiler pada setiap variasi tekanan boiler. Sehingga efisiensi pada setiap variasi tekanan meningkat.



## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1. Kesimpulan**

##### **1. Kondisi Eksisting**

- a) Daya yang dihasilkan turbin gilingan sebesar 1.860,67 kW dan yang dihasilkan turbin alternator sebesar 4.181,72 kW. Total daya yang dihasilkan adalah sebesar 6.042,39 kW. Sehingga pada kondisi eksisting tidak terdapat surplus daya listrik yang dapat diekspor keluar pabrik karena daya yang dihasilkan hanya untuk mencukupi proses kebutuhan pabrik
- b) Efisiensi *Cogeneration* siklus eksisting menghasilkan efisiensi sebesar 77,6 %. Lebih rendah daripada rata-rata efisiensi *cogeneration* pada siklus *cogeneration regenerative* yaitu 80 %.
- c) Efisiensi boiler chengchen sebesar 70,25 %, yoshimine 1 sebesar 70,99 % dan Yoshimine 2 70,22 %
- d) Bagasse yang tersedia sebesar 276.916,5 ton, total bagasse yang dibutuhkan sebesar 249.611,76 ton. Sehingga sisa diakhir musim sebesar 27.304,74 ton. Bahan bakar yang tersedia hanya cukup untuk beroperasi selama musim giling yaitu 5 bulan saja.

##### **2. Siklus *Cogeneration Regenerative* dan Pengering *Bagasse***

- a) Durasi operasional plant bertambah dengan diaplikasikannya siklus *Cogeneration Regenerative*. Pada variasi tekanan boiler 40 bar dapat beroperasi 6,74 bulan. Pada variasi tekanan boiler 50 bar dapat beroperasi 6,54 bulan. Pada variasi tekanan boiler 60 bar dapat beroperasi 6,46 bulan. Pada variasi tekanan boiler 70 bar dapat beroperasi 6,37 bulan. Pada variasi tekanan boiler 80 bar dapat beroperasi 6,27 bulan.
- b) Daya yang dihasilkan turbin utama pada penerapan siklus *Cogeneration Regenerative* saat variasi tekanan boiler 40 bar adalah 8.205,92 kW, variasi tekanan boiler 50 bar



adalah 11.849,96 kW, variasi tekanan boiler 60 bar adalah 13.045,97 kW, variasi tekanan boiler 70 bar adalah 14.762,99 kW, variasi tekanan boiler 80 bar adalah 16.331,53 kW.

- c) Dengan penggunaan pengering *bagasse* durasi operasional plant bertambah. Dari semula rata-rata 6 bulan menjadi 8 bulan untuk semua variasi yaitu pada variasi tekanan boiler 40 bar durasi operasional 8,59 bulan. pada variasi tekanan boiler 50 bar durasi operasional 8,33 bulan. pada variasi tekanan boiler 60 bar durasi operasional 8,27 bulan. pada variasi tekanan boiler 70 bar durasi operasional 8,16 bulan. pada variasi tekanan boiler 80 bar durasi operasional 7,99 bulan.
- d) Siklus *Cogeneration Regenerative* memiliki efisiensi *cogeneration* paling tinggi pada variasi tekanan boiler 80 bar dengan kalor input sebesar 116.178,5 kW dapat membangkitkan daya total sebesar 78.944,97 kW.

## 5.2. Saran

Saran untuk penelitian ini adalah:

1. Untuk penelitian selanjutnya siklus Cogeneration Regeneratif yang telah dibuat perlu divalidasi dengan software seperti Gate Cycle atau Tempo Cycle.
2. Perlu diadakan penelitian lebih lanjut tentang analisis Pengering Bagasse. Agar hasil LHV kering yang didapatkan lebih baik lagi.
3. Perlu penelitian lebih lanjut untuk bahan bakar alternatif lainnya agar plant dapat beroperasi selama 10 bulan.

## Daftar Pustaka

Moran, M.J and Howard N. Shapiro, 2000, **Fundamental of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc. Chicester.

Kiamah, Philip, 2002, **Power Generation Handbook**, McGraw-Hill.

Nag, P. K, 2008. **Power Plant Engineering**, McGraw-Hill.

E.Hugot, 1960, **Hanbook of Cane Sugar Engineering**. Elsevier Publishing Company

Rein, Peter, 2007, **Cane Sugar Engineering**.

R K Kapooria, S Kumar, K S Kasana, 2008, **An analysis of a thermal power plant working on a Rankine cycle: A theoretical investigation**, Journal of Energy in Southern Africa Vol.19 No.1

Sachin M.Raut, Sanjay B. Kumbhare, Krishna C. Thakur, 2014, **Energy Performance Assessment of Boiler at P.S.S.K. Ltd, Basmathnagar, Maharashtra State**, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering Volume 4 Issue 12 December 2014

Moises Alves, Gustavo H.S.F. Ponce, Maria Aparecida Silva, Adriano V. Ensinas, 2015, **Surplus electricity production in sugarcane mills using residual bagasse and straw as fuel**. Energy 91 (2015) 751e757

Arshad Muhammad, Sibtain Ahmed, 2014, **Cogeneration through bagasse: A renewable strategy to meet the future energy needs**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 54 (2014) 732–737

Kummamuru, Venkata Bharadwaj, 2013, **Life cycle assessment and resource management options for bio-ethanol production from cane molasses in Indonesia.** Master of Science Thesis EGI-2013-059MSC, KTH Royal Institute of Technology

B.M. Jenkins, L.L. Baxter, T.R. Miles Jr., T.R. Miles, 1998, **Combustion Properties of Biomass.** Fuel Processing Technology 54 1998 17–46

Shrivastav Sankalp, Ibrahim Hussain, 2013, **Design of Bagasse Dryer to Recover Energy of Water Tube Boiler in a Sugar Factory.** International Journal of Science and Research (IJSR) Volume 2 Issue 8 August 2013

## Lampiran

### 1. Tabel Termodinamika

TABLE A-2 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m <sup>3</sup> /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K		Temp. °C	
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Sat. Vapor $u_g$	Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapor $h_g$	Sat. Liquid $s_f$		Sat. Vapor $s_g$
0.1	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	0.1
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0314	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8785	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0018	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02983	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.574	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.802	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	13.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45



TABLE A-2 (Continued)

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m <sup>3</sup> /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K		Temp. °C	
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Sat. Vapor $u_g$	Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapor $h_g$	Sat. Liquid $s_f$		Sat. Vapor $s_g$
50	1.235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7031	8.0763	50
55	1.576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.9913	55
60	1.994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.9096	60
65	2.503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	7.8310	65
70	3.119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	7.7553	70
75	3.858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	4.739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2309.0	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	5.783	1.0325	2.820	355.84	2488.4	355.90	2296.6	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	7.014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	8.455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.704	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4321	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3583	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.32	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0750	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1663.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.9	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1340.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6579	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1072.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

**TABLE A-3** Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

		Specific Volume m <sup>3</sup> /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K			
		Sat. Liquid v <sub>f</sub> × 10 <sup>3</sup>	Sat. Vapor v <sub>g</sub>	Sat. Liquid u <sub>f</sub>	Sat. Vapor u <sub>g</sub>	Sat. Liquid h <sub>f</sub>	Evap. h <sub>fg</sub>	Sat. Vapor h <sub>g</sub>	Sat. Liquid s <sub>f</sub>	Sat. Vapor s <sub>g</sub>	
Press. bar	Temp. °C										Press. bar
0.04	28.96	1.0000	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.21	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	73.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0299	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0309	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.8	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.1	2660.0	1.1919	7.4797	0.70
0.80	91.50	1.0385	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80
0.90	96.71	1.0419	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.32	2181.5	2716.9	1.6072	7.0827	2.50
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	622.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2088.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	845.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07995	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2805.4	2.7253	6.1253	35.0
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.3	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.8	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2061	5.7432	80.0
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4299	5.5527	110.

**TABLE A-3** (Continued)

		Specific Volume m <sup>3</sup> /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K			
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor $v_g$	Sat. Liquid $u_f$	Sat. Vapor $u_g$	Sat. Liquid $h_f$	Evap. $h_{fg}$	Sat. Vapor $h_g$	Sat. Liquid $s_f$	Sat. Vapor $s_g$	
Press. bar	Temp. °C										Press. bar
120	324.8	1.5267	0.01426	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	5.4924	120
130	330.9	1.5671	0.01278	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5006	5.4323	130
140	336.8	1.6107	0.01149	1548.6	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	5.3717	140
150	342.2	1.6581	0.01034	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	5.3098	150
160	347.4	1.7107	0.009306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	5.2455	160
170	352.4	1.7702	0.008364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	5.1777	170
180	357.1	1.8397	0.007489	1698.9	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	5.1044	180
190	361.5	1.9243	0.006657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	5.0228	190
200	365.8	2.036	0.005834	1783.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	4.9269	200
220.9	374.1	3.355	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	220.9

**TABLE A-4** Properties of Superheated Water Vapor

T °C	v m <sup>3</sup> /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m <sup>3</sup> /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0.06 \text{ bar} = 0.006 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 36.16^\circ\text{C}$ )				$p = 0.35 \text{ bar} = 0.035 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 72.69^\circ\text{C}$ )				
Sat.	23.739	2425.0	2567.4	8.3304	4.526	2473.0	2631.4	7.7158
80	27.132	2487.3	2650.1	8.5804	4.625	2483.7	2645.6	7.7564
120	30.219	2544.7	2726.0	8.7640	5.163	2542.4	2723.1	7.9644
160	33.302	2602.7	2802.5	8.9693	5.696	2601.2	2800.6	8.1519
200	36.383	2661.4	2879.7	9.1398	6.228	2660.4	2878.4	8.3237
240	39.462	2721.0	2957.8	9.2982	6.758	2720.3	2956.8	8.4828
280	42.540	2781.5	3036.8	9.4464	7.287	2780.9	3036.0	8.6314
320	45.618	2843.0	3116.7	9.5859	7.815	2842.5	3116.1	8.7712
360	48.696	2905.5	3197.7	9.7180	8.344	2905.1	3197.1	8.9034
400	51.774	2969.0	3279.6	9.8435	8.872	2968.0	3279.2	9.0291
440	54.851	3033.5	3362.6	9.9633	9.400	3033.2	3362.2	9.1490
500	59.467	3132.3	3489.1	10.1336	10.192	3132.1	3488.8	9.3194
$p = 0.70 \text{ bar} = 0.07 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 89.95^\circ\text{C}$ )				$p = 1.0 \text{ bar} = 0.10 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 99.63^\circ\text{C}$ )				
Sat.	2.365	2494.5	2660.0	7.4797	1.694	2506.1	2675.5	7.3594
100	2.434	2509.7	2680.0	7.5341	1.696	2506.7	2676.2	7.3614
120	2.571	2539.7	2719.6	7.6375	1.793	2537.3	2716.6	7.4608
160	2.841	2599.4	2798.2	7.8279	1.984	2597.8	2796.2	7.6597
200	3.108	2659.1	2876.7	8.0012	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
240	3.374	2719.3	2955.5	8.1611	2.359	2718.5	2954.5	7.9949
280	3.640	2780.2	3035.0	8.3162	2.546	2779.6	3034.2	8.1445
320	3.905	2842.0	3115.3	8.4504	2.732	2841.5	3114.6	8.2849
360	4.170	2904.6	3196.5	8.5828	2.917	2904.2	3195.9	8.4175
400	4.434	2968.2	3278.6	8.7086	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
440	4.698	3032.9	3361.8	8.8286	3.288	3032.6	3361.4	8.6636
500	5.095	3131.8	3488.5	8.9991	3.565	3131.6	3488.1	8.8342



$p = 1.5 \text{ bar} = 0.15 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 111.37^\circ\text{C}$ )					$p = 3.0 \text{ bar} = 0.30 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 133.55^\circ\text{C}$ )				
Sat.	1.159	2519.7	2693.6	7.2233	0.606	2543.6	2725.3	6.9919	
120	1.188	2533.3	2711.4	7.2693					
160	1.317	2595.2	2792.8	7.4665	0.651	2587.1	2782.3	7.1276	
200	1.444	2656.2	2872.9	7.6433	0.716	2650.7	2865.9	7.3115	
240	1.570	2717.2	2952.7	7.8052	0.781	2713.1	2947.3	7.4774	
280	1.695	2778.6	3032.8	7.9555	0.844	2775.4	3028.6	7.6299	
320	1.819	2840.6	3113.5	8.0964	0.907	2838.1	3110.1	7.7722	
360	1.943	2903.5	3195.0	8.2293	0.969	2901.4	3192.2	7.9061	
400	2.067	2967.3	3277.4	8.3555	1.032	2965.6	3275.0	8.0330	
440	2.191	3032.1	3360.7	8.4757	1.094	3030.6	3358.7	8.1538	
500	2.376	3131.2	3487.6	8.6466	1.187	3130.0	3486.0	8.3251	
600	2.685	3301.7	3704.3	8.9101	1.341	3300.8	3703.2	8.5892	
TABLE A-4 (Continued)									
$T$ $^\circ\text{C}$	$v$ $\text{m}^3/\text{kg}$	$u$ $\text{kJ/kg}$	$h$ $\text{kJ/kg}$	$s$ $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	$v$ $\text{m}^3/\text{kg}$	$u$ $\text{kJ/kg}$	$h$ $\text{kJ/kg}$	$s$ $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$	
$p = 5.0 \text{ bar} = 0.50 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 151.86^\circ\text{C}$ )					$p = 7.0 \text{ bar} = 0.70 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 164.97^\circ\text{C}$ )				
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.2729	2572.5	2763.5	6.7080	
180	0.4045	2609.7	2812.0	6.9056	0.3847	2599.8	2799.1	6.7880	
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.2999	2634.8	2844.8	6.8865	
240	0.4646	2707.6	2939.9	7.2367	0.3292	2701.8	2932.2	7.0641	
280	0.5034	2771.2	3022.9	7.3885	0.3574	2766.9	3017.1	7.2233	
320	0.5416	2834.7	3105.6	7.5308	0.3852	2831.3	3100.9	7.3697	
360	0.5796	2898.7	3188.4	7.6660	0.4126	2895.8	3184.7	7.5063	
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.4397	2961.9	3268.7	7.6350	
440	0.6548	3028.6	3356.0	7.9152	0.4667	3026.6	3353.3	7.7571	
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5070	3126.8	3481.7	7.9299	
600	0.8041	3299.6	3701.7	8.3522	0.5738	3298.5	3700.2	8.1956	
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.6403	3478.6	3924.8	8.4391	
$p = 10.0 \text{ bar} = 1.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 179.91^\circ\text{C}$ )					$p = 15.0 \text{ bar} = 1.5 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 198.32^\circ\text{C}$ )				
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448	
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546	
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628	
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381	
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938	
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363	
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690	
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940	
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698	
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805	
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385	
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3368.8	3783.8	7.9391	
$p = 20.0 \text{ bar} = 2.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 212.42^\circ\text{C}$ )					$p = 30.0 \text{ bar} = 3.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 253.90^\circ\text{C}$ )				
Sat.	0.0996	2600.1	2799.5	6.3409	0.0667	2604.1	2804.2	6.1869	
240	0.1085	2659.6	2876.5	6.4952	0.0682	2619.7	2824.3	6.2265	
280	0.1200	2736.4	2976.4	6.6828	0.0771	2709.9	2941.3	6.4462	
320	0.1308	2807.9	3069.5	6.8452	0.0850	2788.4	3043.4	6.6245	
360	0.1411	2877.9	3159.3	6.9917	0.0923	2861.7	3138.7	6.7801	
400	0.1512	2948.2	3247.6	7.1271	0.0994	2932.8	3230.9	6.9212	
440	0.1611	3013.4	3335.5	7.2540	0.1062	3002.9	3321.5	7.0520	
500	0.1757	3116.2	3467.6	7.4317	0.1162	3108.0	3456.5	7.2339	
540	0.1853	3185.6	3556.1	7.5434	0.1227	3178.4	3546.6	7.3474	
600	0.1996	3290.9	3690.1	7.7024	0.1324	3285.0	3682.3	7.5085	
640	0.2091	3362.2	3780.4	7.8035	0.1388	3357.0	3773.5	7.6106	
700	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487	0.1484	3466.5	3911.7	7.7571	



TABLE A-4 (Continued)

$T$ °C	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg · K	$v$ m <sup>3</sup> /kg	$u$ kJ/kg	$h$ kJ/kg	$s$ kJ/kg · K
$p = 40 \text{ bar} = 4.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 250.4^\circ\text{C}$ )					$p = 60 \text{ bar} = 6.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 275.64^\circ\text{C}$ )			
Sat.	0.04978	2602.3	2801.4	6.0701	0.03244	2589.7	2784.3	5.8892
280	0.05546	2680.0	2901.8	6.2568	0.03317	2605.2	2804.2	5.9252
320	0.06199	2767.4	3015.4	6.4553	0.03376	2720.0	2932.0	6.1846
360	0.06788	2845.7	3117.2	6.6218	0.04331	2811.2	3071.1	6.3782
400	0.07341	2919.9	3213.6	6.7690	0.04739	2892.9	3177.2	6.5408
440	0.07872	2992.2	3307.1	6.9041	0.05122	2970.0	3277.3	6.6853
500	0.08643	3099.5	3445.3	7.0901	0.05665	3082.2	3422.2	6.8803
540	0.09145	3171.1	3536.9	7.2056	0.06015	3156.1	3517.0	6.9999
600	0.09885	3279.1	3674.4	7.3688	0.06525	3260.9	3658.4	7.1677
640	0.1037	3351.8	3766.6	7.4720	0.06859	3341.0	3752.6	7.2731
700	0.1110	3462.1	3905.9	7.6198	0.07352	3453.1	3894.1	7.4234
740	0.1157	3536.6	3999.6	7.7141	0.07677	3528.3	3989.2	7.5190
$p = 80 \text{ bar} = 8.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 295.06^\circ\text{C}$ )					$p = 100 \text{ bar} = 10.0 \text{ MPa}$ ( $T_{\text{sat}} = 311.06^\circ\text{C}$ )			
Sat.	0.02352	2569.8	2758.0	5.7432	0.01803	2544.4	2724.7	5.6141
320	0.02682	2662.7	2877.2	5.9489	0.01925	2588.8	2781.3	5.7103
360	0.03089	2772.7	3019.8	6.1819	0.02331	2729.1	2962.1	6.0060
400	0.03432	2863.8	3138.3	6.3634	0.02641	2832.4	3096.5	6.2120
440	0.03742	2946.7	3246.1	6.5190	0.02911	2922.1	3213.2	6.3805
480	0.04034	3025.7	3348.4	6.6586	0.03160	3005.4	3321.4	6.5282
520	0.04313	3102.7	3447.7	6.7871	0.03394	3085.6	3425.1	6.6622
560	0.04582	3178.7	3545.3	6.9072	0.03619	3164.1	3526.0	6.7864
600	0.04845	3254.4	3642.0	7.0206	0.03837	3241.7	3625.3	6.9029
640	0.05102	3330.1	3738.3	7.1283	0.04048	3318.9	3723.7	7.0131
700	0.05481	3443.9	3882.4	7.2812	0.04358	3434.7	3870.5	7.1687
740	0.05729	3520.4	3978.7	7.3782	0.04560	3512.1	3968.1	7.2670

## 2. Contoh Perhitungan

### a) Ketersediaan Bagasse

Total tebu yang digiling musim 2015 = 879100 Ton, sedangkan kapasitas giling pabrik gula 6000 Ton/hari. Maka lama musim giling 2015:

$$\begin{aligned}
 \text{Lama musim giling} &= 879100 : 6000 \\
 &= 146,5 \text{ hari} \\
 &\approx 147 \text{ hari} \\
 &\approx 5 \text{ bulan}
 \end{aligned}$$

Dengan ampas % tebu sebesar 31,5% maka:

$$\begin{aligned}
 \text{Produksi Bagasse dalam 1 musim giling} &= 879100 \times 31,5\% \\
 &= 276916,5 \text{ Ton}
 \end{aligned}$$

### b) LHV Bagasse

$$\begin{aligned}
 \text{LHV} &= 4250 - (48 \times 50) - (7,5 \times 2,1) \\
 &= 4250 - 2472 - 21
 \end{aligned}$$

$$= 1809,25 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$= 7574,97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

c) Daya Turbin Cane Cutter

$$\begin{aligned} W_{T \text{ Cane Cutter}} &= 0,775 (3079,1 - 2875,5) \\ &= 157,79 \text{ kW} \end{aligned}$$

d) Daya Pompa Kondensat Chengchen

$$\begin{aligned} W_{P \text{ Chengchen}} &= 6,53 (356,37 - 355,98) \\ &= 2,55 \text{ kW} \end{aligned}$$

e) Kalor Input Proses

$$\begin{aligned} \Delta H_S &= \dot{m} (h_{in} - h_{out}) \\ &= (\dot{m}_{in} \cdot h_{in}) - (\dot{m}_{out} \cdot h_{out}) \\ &= (32,04 \cdot 2716,61) - (37,16 \cdot 355,98) \\ &= 73826,106 \text{ kW} \end{aligned}$$

f) Kalor Input Boiler Chengchen

$$\begin{aligned} Q_{in \text{ Chengchen}} &= 6,76525 (3102,9 - 442,35) \\ &= 17999,294 \text{ kW} \end{aligned}$$

g) Efisiensi Cogeneration

$$\begin{aligned} \eta_{co} &= \frac{(1860,68 + 4181,72) + 67353,69}{102922,148} \\ &= 0,776 \times 100\% \\ &= 77,6\% \end{aligned}$$

h) Efisiensi Siklus

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(1860,68 + 4181,72) - (14,54 + 71,58)}{102922,148} \\ &= 0,0578 \\ &= 5,78\% \end{aligned}$$

i) Efisiensi Boiler Chengchen

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{6,77 (3102,9 - 442,348)}{3,3826 \times 7574,97} \times 100 \\ &= 0,7025 \times 100\% \\ &= 70,25\% \end{aligned}$$

j) Heat Rate

$$\begin{aligned} \text{Heat rate} &= \frac{\left(19,26 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \times \frac{3600 \text{ sec}}{1 \text{ hr}}\right) \cdot 7574,97}{(1860,68 + 4181,72) - (14,54 + 71,59)} \\ &= 88179,93 \text{ kJ/kW hr} \end{aligned}$$

k) Condensate Tank

$$Q_{in} = Q_{out}$$

$$\begin{aligned} Q_{10} + Q_{26} &= Q_{11} \\ \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{26} \cdot h_{26} &= \dot{m}_{11} \cdot h_{11} \\ (29,68 \cdot 355,98) + (2,5 \cdot 908,79) &= (32,178 \cdot h_{14}) \end{aligned}$$

$$h_{14} = 398,9 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{14} = 95,21 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

l) Pengering Bagasse

$$Q_{fg} = Q_{bg}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{fg} \cdot C_{pfg} \cdot \Delta T_{fg} &= \dot{m}_{\text{water vaporized}} \cdot h_{fg} \\ 108,57 \cdot 0,23 \cdot (523 - 393) &= \dot{m}_{\text{water vaporized}} \cdot 2258 \\ \dot{m}_{\text{water vaporized}} &\approx 1,44 \text{ kg/sec} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \% \text{ air teruapkan} &= \frac{\dot{m}_{\text{water vaporized}}}{\dot{m}_{\text{bagasse}}} \times 100\% \\ &= \frac{1,44}{15,51} \times 100\% \\ &= 9,27\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} LHV_{\text{dry}} &= LHV + (\% \text{ air teruapkan} \times 196) \\ &= 7574,97 + (9,27 \times 196) \\ &= 9391,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Gigieh Ramadhan Budyanto. Penulis dilahirkan di Surabaya, 25 Maret 1991. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara pasangan Hari Pamudyanto dan Agus Budiardini. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Sooko I Mojokerto, SMP Negeri 4 Kota Mojokerto dan SMA Negeri 1 Puri. Penulis melanjutkan studinya ke jenjang perkuliahan pada tahun 2010 di Jurusan D3 Teknik Mesin ITS, Surabaya dengan mengambil bidang Konversi Energi. Pada tahun 2013 penulis melanjutkan pendidikan S1 di Jurusan Teknik Mesin ITS. Di Jurusan Teknik Mesin, Penulis mengambil bidang minat konversi energi dan menyelesaikan tugas akhir dibawah bimbingan Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng. Penulis dapat dihubungi melalui email [krixas.rb@gmail.com](mailto:krixas.rb@gmail.com).